

# 低温余热发电 有机朗肯循环技术

王 华 王辉涛 著



科学出版社

[www.sciencep.com](http://www.sciencep.com)

## 作者简介

王华, 1965年生。工学博士, 教授, 博士生导师。1996年获昆明理工大学有色冶金专业博士学位, 1998~2000年在日本京都大学能源学院从事博士后研究, 现任昆明理工大学副校长, 兼任中国有色金属学会理事、中国金属学会能源与热工学会理事、中国能源学会理事、云南省自动化学会理事长、云南省金属学会理事、云南省热工热能学术委员会主任委员等, 是云南省有突出贡献的中青年专家, 云南省技术与学术带头人, 并入选“新世纪百千万人才工程”国家级人选。

先后获省部级科技奖励10项, 获国家专利授权38项, 发表论文200余篇, 出版专著13部。

ISBN 978-7-03-027850-0



9 787030 278500 >

定价: 46.00 元

# 低温余热发电有机朗肯循环技术

王 华 王辉涛 著

科 学 出 版 社

北 京

## 内 容 简 介

本书重点阐述了低温余热发电有机朗肯循环的原理、系统构成、性能模拟和优化设计方法,内容包括:低温余热发电技术的概述、有机朗肯循环的原理及热力学特性、有机朗肯循环工质的选择及物性计算方法、循环工质的换热计算方法、低温余热发电有机朗肯循环的模拟方法、有机朗肯循环热力系统的优化设计方法等。此外,本书还介绍了有机朗肯循环在生物质发电及热电联产、太阳能发电及热电联产、海水淡化、海洋温差发电方面的实际应用,同时概述了用于低温余热发电的半导体温差发电、斯特林循环、氨-水混合工质Kalina循环技术。

本书可供电力、暖通、空调和热工等专业的高等院校师生及研究人员、工程技术人员、管理人员等参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

低温余热发电有机朗肯循环技术/王华,王辉涛著. —北京:科学出版社, 2010

ISBN 978-7-03-027850-0

I. 低… II. ①王… ②王… III. 余热发电-热力学循环 IV. TM617

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第103471号

责任编辑:张 析 潘继敏/责任校对:朱光光

责任印制:钱玉芬/封面设计:王 浩

科学出版社出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

铭浩彩色印刷有限公司印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

\*

2010年6月第 一 版 开本:B5(720×1000)

2010年6月第一次印刷 印张:11

印数:1—1 500 字数:209 000

定价:46.00元

(如有印装质量问题,我社负责调换)



## 前 言

温度在 350℃以下的低温余热普遍存在于建材、冶金、化工和轻工等工业过程中,对其实现高效回收利用具有重要意义。利用数量庞大的低温余热每发 1kW·h 电量,约可节约 0.4kg 标准煤及 4kg 水的消耗,减少约 1.1kg 的 CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub> 及氮氧化物等物质的排放,同时可减轻电厂大量用煤造成的沿线交通、运输及环境压力,缓解电厂锅炉灰渣的储运压力。将低温余热所具有的热能转换为电能,是提高能源利用效率和降低环境污染的有效途径。低温余热的热-功(电)转化技术主要有有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)、斯特林循环、半导体热电(thermoelectric)材料温差发电、氨-水混合工质 Kalina 循环及热声(thermoacoustic)发电等。其中,半导体热电材料温差发电效率较低、造价高昂,且受材料性能的制约;理论上 Kalina 循环具有较高效率,但其构成复杂,对系统密封性要求极高,尚需经实际工程应用结果的检验。相比之下,由于空分等工艺的需要,目前,国际上对有机朗肯循环的心脏□□透平(或膨胀机)研究较为成熟,可采用向心透平、螺杆式、滚动转子式及涡旋式膨胀机等多种形式,输出轴功率可小到 1 千瓦,大至数千千瓦。与传统的水蒸气朗肯循环发电技术相比,有机朗肯循环技术不仅可简化系统,而且能显著提高发电效率。因此,采用有机朗肯循环技术回收低温余热是目前研究的热点,也是未来低温余热回收利用的发展趋势。

据保守估计,每年我国国内的 ORC 低温余热发电设备市场需求量至少在  $5 \times 10^6$  kW 左右,即意味着 ORC 技术每年有数千亿元的国内市场空间。鉴于低温热能发电技术广阔的应用前景和巨大的市场空间,西方发达国家对 ORC 技术保密。目前,国际上一些较大的低温余热发电设备生产商,如 OMAT、WOW 能源、GE 油气集团及 FREEPOWER 等公司,已完成对我国大型冶金企业及石油化工企业低温余热资源的初步调查,准备进入我国广阔的低温余热发电市场。因此,加快我国 ORC 技术的研究,提高我国低温余热发电系统的设计水平,增强我国 ORC 设备制造及配套能力已刻不容缓。

本书在全面介绍低温余热发电有机朗肯循环原理及系统构成的基础上,基于对余热介质及有机工质物性计算方法的理论分析和工质传热特性的研究,建立了低温余热发电有机朗肯循环系统的模拟和优化模型,提出了较为完整的系统优化设计方法,对低温余热的高效回收利用和有机朗肯循环发电系统的设计与设备制造具有一定意义。

与本书密切相关的研究课题有云南省应用基础研究重点项目“有色冶金余热

高效回收利用基础问题研究(2007E0014Z)”、云南省重大产业技术开发专项项目“钢铁企业余热资源高效回收发电关键技术研究(2008CD001)”、云南省科技强省计划项目“中低温余热高效回收利用及资源化关键技术研究(2008KA002)”和 NSFC-云南联合基金项目“有色冶金中低温烟气余热高效回收利用的基础研究”(U0937604)。本书的出版得到了云南省发展与改革委员会、云南省科技厅及昆明理工大学的大力支持。编写过程中,还得到昆明理工大学冶金节能减排教育部工程中心全体同仁的支持和帮助,在此一并向他们表示由衷的感谢。

由于作者学识有限,且时间仓促,不妥之处在所难免,敬请广大读者不吝指正。

作 者

2010年3月于昆明

# 目 录

## 前言

<b>第 1 章</b>	<b>绪论</b> .....	1
1.1	低温余热发电的现状 .....	1
1.1.1	水泥窑炉低温余热发电 .....	2
1.1.2	干熄焦余热发电 .....	4
1.1.3	烧结低温余热发电 .....	5
1.2	低温余热热力发电的主要技术 .....	5
1.2.1	低温余热发电的两种主要热力循环 .....	5
1.2.2	利用 LNG 冷能有机朗肯循环发电 .....	7
1.3	有机朗肯循环发电技术研究现状 .....	8
1.4	低温余热发电有机朗肯循环技术研究的意义 .....	11
<b>第 2 章</b>	<b>低温余热发电有机朗肯循环原理及一般特性</b> .....	13
2.1	低温余热的特性 .....	13
2.1.1	余热介质物性参数的计算方法 .....	14
2.1.2	余热所具有的能量 .....	17
2.1.3	低温余热烟气的腐蚀性 .....	20
2.2	低温余热发电有机朗肯循环的原理与组成 .....	21
2.2.1	有机朗肯循环的原理与组成 .....	21
2.2.2	纯工质有机朗肯循环的类型 .....	23
2.2.3	低沸点混合工质有机朗肯循环 .....	26
2.3	有机朗肯循环中余热锅炉的类型与特点 .....	28
2.3.1	有机工质余热锅炉的类型 .....	28
2.3.2	有机工质余热锅炉的主要特点 .....	30
2.4	有机工质余热锅炉的一般热力特性 .....	34
2.5	低温余热发电有机朗肯循环系统的冷端形式 .....	35
2.6	低温余热发电有机朗肯循环烟分析 .....	36
2.6.1	烟损失分布 .....	36
2.6.2	烟效率 .....	37
<b>第 3 章</b>	<b>有机朗肯循环工质的选择及物性</b> .....	39
3.1	有机朗肯循环工质的选择原则 .....	39

3.2	纯工质热力性质计算方法 .....	42
3.2.1	PR 状态方程 .....	43
3.2.2	纯工质导出参数的热力学关系式 .....	45
3.2.3	PR 状态方程求解及气液相平衡计算 .....	49
3.3	混合工质热力性质计算方法 .....	54
3.3.1	混合工质 PR 状态方程及混合规则 .....	55
3.3.2	混合工质比摩尔焓、比摩尔熵及组元逸度系数计算 .....	56
3.3.3	混合工质气液相平衡的计算 .....	58
3.4	工质迁移性质的计算方法 .....	64
3.4.1	动力黏度的计算 .....	64
3.4.2	导热系数的计算 .....	68
3.5	表面张力的计算 .....	69
第 4 章	有机工质管内流动沸腾换热 .....	70
4.1	管内流动加热的换热过程 .....	70
4.2	有机工质管内对流换热 .....	71
4.2.1	单相流体管内强制对流换热关联式 .....	71
4.2.2	管内过冷沸腾换热关联式 .....	73
4.2.3	管内饱和气泡状沸腾换热和两相强制对流换热关联式 .....	73
4.2.4	管内湿蒸气强制对流换热关联式 .....	77
4.3	有机工质管内流动沸腾换热的实验研究 .....	78
4.3.1	实验目的 .....	78
4.3.2	实验装置 .....	78
4.3.3	实验原理 .....	80
4.3.4	实验结果及分析 .....	82
第 5 章	低温余热发电有机朗肯循环系统模拟 .....	88
5.1	低温余热发电有机朗肯循环流程 .....	88
5.2	低温余热发电有机朗肯循环模拟 .....	89
5.2.1	模拟模型 .....	89
5.2.2	系统独立变量(自由度)的确定 .....	109
5.2.3	模拟计算结果与分析 .....	111
第 6 章	有机朗肯循环热力系统的优化设计方法 .....	129
6.1	单目标优化数学模型 .....	129
6.2	单目标优化方法 .....	133
6.2.1	系统净输出功率或总焓损评价指标优化法 .....	133
6.2.2	单位换热面积输出功率评价指标优化法 .....	135

---

6.2.3 换热设备紧凑性评价指标优化法 .....	136
6.2.4 余热锅炉单位容积输出功率评价指标优化法 .....	137
6.3 多目标优化方法 .....	139
6.3.1 优化数学模型 .....	139
6.3.2 优化结果及分析 .....	140
6.4 烟经济优化方法 .....	141
6.4.1 年度化总成本最小优化法 .....	141
6.4.2 年度化净利润最大优化法 .....	144
6.4.3 单位成本净利润最大优化法 .....	146
结束语 .....	148
参考文献 .....	160

# 第 1 章 绪 论

## 1.1 低温余热发电的现状

改革开放以来,我国经济进入了高速发展的快车道。近年来,我国国民经济更是以举世瞩目的发展速度快速增长,国内生产总值(GDP)年均增长 10.4%,2008 年经济总量跃居世界第三,综合国力大大增强<sup>[1]</sup>。然而,我国经济的高速发展是以巨大的能源消费为代价的。统计数据表明,2008 年我国能源消费增长量占全球增长量的 52%,能源消费总量达到惊人的 26.5 亿 tce,超过世界能源消费总量的 1/5,是世界第二大能源消费国<sup>[1]</sup>。能源的高速消费及安全供应问题引起了全社会的广泛关注,为了解决能源问题,国家提出了开发与节约并重的指导方针,并适时制定了“十一五”节能规划。按国务院制定《节能减排综合性工作方案》的目标任务和总体要求,我国的节能减排工作任重而道远,亟待突破节能减排的技术瓶颈<sup>[2]</sup>。

从我国的能源消耗结构来看,工业能耗占能源消耗总量的 70%左右,而工业能耗的 60%~65%都转化为载体不同、温度不同的余热。其中,低温余热的数量极其庞大,在钢铁、水泥、石油化工、玻璃、陶瓷、制糖等行业生产过程中产生的大量低温余热,包括热水、低品位烟气和蒸汽等,这些热量数量大、品位低,基本不能被生产过程再利用<sup>[3-6]</sup>。回收和利用工业生产过程中的各种低温余热,既有助于解决我国的能源问题,又能有效减少工业生产过程中的环境污染,具有十分重要的现实意义。

低温余热发电技术利用生产过程中排放的 350℃以下的低温烟气、废蒸汽等形式的余热发电,将原本废弃的热能转化为电能,实现变废为宝,是冶金、建材、石油化工等能耗基数较高企业节能降耗行之有效的途径和方法<sup>[7-9]</sup>。我国已将“余热余压利用工程”列为“十一五”期间国家十大重点节能工程和建设节约型社会的重点工程之一。国家能源局编制的《2010 热电联产发展规划及 2020 年远景目标》以及对容量大于 1000kW 余热电站实行无条件上网并给予优惠上网电价等一系列政策、措施的出台,为我国低温余热发电技术的研究和广泛应用创造了有利条件。

近年来,我国在引进、消化、吸收国际先进技术的基础上,重点研发和推广了针对水泥、冶金行业的低温余热发电技术。例如,较为成熟的水泥行业的新型干法水泥窑无补燃锅炉的余热发电技术(纯低温余热发电)、钢铁冶金行业的干熄

焦(CDQ)技术、烧结低温余热发电技术、高炉煤气 TRT 余压发电技术<sup>[10-12]</sup>等。

### 1.1.1 水泥窑炉低温余热发电

随着新型干法水泥熟料技术在全国范围内的推广、普及,水泥窑炉高温余热已在水泥生产过程中得到了回收利用,水泥熟料的能耗已有极大降低,但由于水泥熟料生产技术和低温余热回收利用技术发展滞后,水泥生产过程中仍有大量 350~400℃ 以下的余热不能被充分利用,这部分热量占到水泥熟料烧成总耗热量的 35% 以上,造成的能源浪费依然高得惊人<sup>[13]</sup>。

干法水泥窑炉低温余热回收发电系统利用余热锅炉回收水泥窑排放废气余热发电。其中,窑头余热锅炉安装在水泥窑熟料冷却机废气出口至收尘器间的管道上,简称 AQC 余热锅炉;窑尾余热锅炉安装在水泥窑窑尾预热器废气出口至窑尾高温风机入口的废气管道上,简称 SP 余热锅炉<sup>[14]</sup>。

目前,水泥窑炉低温余热发电系统按余热锅炉是否进行补燃分为补燃型与纯低温余热发电两大类。因补燃型余热发电要耗费燃料,发电效率较低,对环境(如大气)污染依然严重,国家发展改革委员会已停止审批该类余热发电项目<sup>[15]</sup>。

纯低温余热发电系统可分为以下三类<sup>[16-18]</sup>。

第一类,不带汽轮机中间补汽型单压单级余热发电热力循环系统(图 1.1)。该系统 AQC 余热锅炉各换热段布置简单,投资较低,但效率不高。

第二类,采用双压蒸发、汽轮机中间补汽型余热发电热力循环系统(图 1.2)。由 AQC 余热锅炉产生两种不同级别蒸发压力的蒸汽,主蒸汽的压力较高,压力较低的蒸汽为进蒸汽透平的中间补汽。

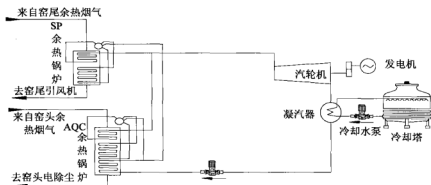


图 1.1 不带汽轮机中间补汽型单压单级余热发电热力循环系统

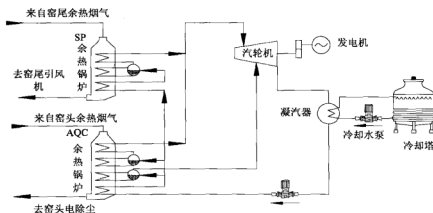


图 1.2 双压蒸发、汽轮机中间补汽型余热发电热力循环系统

第三类，采用复合闪蒸、单级中间补汽型余热发电热力循环系统(图 1.3)。该系统一般加大 AQC 余热锅炉省煤器段的水流量，将省煤器加热后的部分热水引入处于较低压力的闪蒸容器中产生低压二次闪蒸蒸汽，进入汽轮机补汽口。该系统可增加汽轮机出力，降低余热介质烟气在锅炉尾部的最终排放温度，但锅炉给水量流量加大，泵所耗功率会增加。因此，是否适宜采取该措施以及闪蒸压力、温度和闪蒸流量的选取需根据具体计算结果经比较后确定。

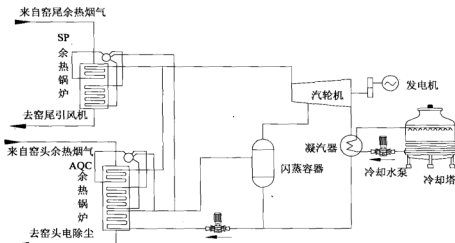


图 1.3 复合闪蒸、单级中间补汽型余热发电热力循环系统

在国家相关配套产业政策鼓励下，近年来，国内许多水泥生产企业积极引进、消化和吸收国际技术，逐步加强了对水泥窑炉低温余热的回收利用，取得了较好



的经济及社会效益。

### 1.1.2 干熄焦余热发电

干熄焦技术(coke dry quenching, CDQ)采用循环使用的、主要成分为氮气的惰性气体,在熄焦室内与从炼焦炉推出的赤热焦炭进行逆流换热。焦炭降温、熄灭,使惰性气体加热升温,再经除尘后进入余热锅炉,将余热产生的蒸汽送入汽轮机发电<sup>[19]</sup>,如图 1.4 所示。

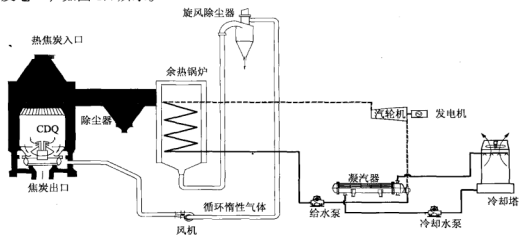


图 1.4 干熄焦技术余热发电原理图

据 2001 年统计,我国机械化炼焦炉有 1195 座,生产能力 10676 万 t,在建焦炉 64 座,产焦能力 1439 万 t。全国重点钢铁企业年消耗焦炭在 100 万 t 以上的企业达 21 家。自宝钢(宝钢集团有限公司)一期工程从国外引进干熄焦技术之后,一些企业纷纷与国外合作开发使用了干熄焦技术。目前,国内共建成有 40 多条干熄焦生产线,如国家经济贸易委员会批准立项的节能环保示范工程——引进日本新日铁最新技术建成的济钢 6、7 号焦炉 150t 干熄焦工程。该项目采用了多项国际先进技术,配备了世界最先进的焦炉节能环保工艺。该项目每小时可处理焦炭 150t,产汽 86.3t,年干熄焦炭 112 万 t,发电 17600 多万千瓦时(kW·h),是目前国内规模最大的干熄焦装置之一。自投产以来,取得显著的经济、社会效益,为加快干熄焦技术的国产化起到了示范与促进作用。“十一五”期间还将有武钢(武汉钢铁(集团)公司)、马钢(马钢集团)、鞍钢(鞍钢股份有限公司)等 16 家钢铁企业新上干熄焦项目。“十一五”目标计划年产钢 100 万 t 以上的钢铁厂干熄焦普及率达到 60%以上<sup>[20-22]</sup>。

### 1.1.3 烧结低温余热发电

据统计,钢铁生产流程中烧结工序能耗差不多占整个流程能耗的近10%。烧结过程中约50%的能量被烧结烟气和冷却机排放的废气带走。利用烧结机尾红矿的显热(温度为700~800℃)可将冷却机中的冷空气加热到300~400℃后进入余热锅炉产生驱动汽轮机的蒸汽,从而实现余热发电<sup>[23]</sup>。

目前,国内仅有部分大型烧结厂设置了烧结余热回收发电系统,如昆钢(昆明钢铁集团有限责任公司)、太钢(太原钢铁集团有限公司)、济钢(济南钢铁股份有限公司)、马钢、兴澄特钢(江阴兴澄特种钢铁有限公司)等先后设置了烧结余热发电系统,发电容量均在9000kW以内<sup>[24]</sup>。

从烧结余热发电系统投产实际运行的情况看,一方面,由于烧结过程中的不稳定因素导致余热锅炉入口处的烟气温度波动幅度较大;另一方面,由于冷却机的鼓风量与余热锅炉引风量不匹配、冷却机和烟罩接口密封不严以及在余热锅炉入口处的烟气温度较低等原因,导致所产蒸汽压力、温度参数不能满足汽轮机正常运转的要求,进而导致余热发电机组频繁停机,机组按设计满负荷运行率偏低<sup>[25~27]</sup>。

## 1.2 低温余热热力发电的主要技术

一般将某工艺生产过程中无法回收利用而排放的热能统称为余热或者废热。严格地按热力发电技术领域分类,低温余热发电属于低温热能热力发电技术领域。除工业过程中排放的大量低温余热外,尚有更大数量可以利用的低温热能,如地热能、低温太阳能<sup>[28]</sup>、海洋温差能<sup>[29]</sup>、液化天然气(LNG)冷能等清洁型热能资源。通过低温热能热力发电系统的转换便能为人类提供数量可观的高品位电能,同时对环境无任何污染。因此,低温热能热力发电技术的研究和进步对人类社会的持续发展具有深远意义。

### 1.2.1 低温余热发电的两种主要热力循环

低温余热发电的热力循环主要分为水蒸气朗肯循环及有机朗肯循环(ORC)两大类,这两大类循环的主要区别在于:

第一,水蒸气朗肯循环采用水为工质,水在余热锅炉中吸热产生蒸汽,进入汽轮机膨胀做功输出电力;而有机朗肯循环采用低沸点工质吸收余热介质的热量汽化,进入透平膨胀做功,完成热-电转化。

第二,水蒸气朗肯循环系统必须设置除钙、镁离子硬度的软水系统,同时,为了防止水中溶氧对管路及设备的化学腐蚀,给水还必须经严格的除氧处理;而

有机朗肯循环不需要这些辅助系统,系统构成比较简单。

第三,表 1.1 列出了水及几种有机工质的蒸发压力。可见,在低温余热温度范围内,因循环工质的蒸发温度较低,水蒸气朗肯循环的蒸发压力比有机朗肯循环低很多。

表 1.1 水及几种有机工质的蒸发压力

单位: MPa

工质	20℃	40℃	60℃	80℃	90℃	100℃	120℃
水	0.0023	0.0074	0.0200	0.0474	0.0702	0.1014	0.1987
R600	0.2075	0.3780	0.6384	1.0144	1.2546	1.5346	2.2301
R600a	0.3006	0.5289	0.8679	1.3465	1.6482	1.9970	2.8547
R601	0.0569	0.1159	0.2146	0.3683	0.4711	0.5942	0.9116
R601a	0.0768	0.1513	0.2725	0.4569	0.5784	0.7228	1.0907
R245fa	0.1240	0.2505	0.4604	0.7850	1.0013	1.2610	1.9268
R290	0.8354	1.3715	2.1263	3.1491	3.7780		

第四,由表 1.1 可见,水蒸气朗肯循环冷端(凝汽器)处于比外界大气压低很多的真空状态(绝对压力一般为  $0.03\sim 0.05\text{bar}^{(1)}$ ),为了排除不凝气体,需要设置真空维持系统;而有机朗肯循环的冷端一般处于正压状态,无此必要。

第五,表 1.2 比较了水蒸气朗肯循环及 R245fa 有机朗肯循环余热发电的性能。可见,在水蒸气朗肯循环余热锅炉中,水在蒸发段的吸热量占很大比例,在预热段(省煤器)的吸热量较小;而在有机朗肯循环的余热锅炉中,低沸点工质在预热段中的吸热量却占较高的比例。因此,有机朗肯循环系统可降低余热最终排出温度,更多地回收余热的热量,其透平输出功率能达到水蒸气朗肯循环的两倍以上。可见,有机朗肯循环能显著提高余热的回收利用率。

表 1.2 水蒸气朗肯循环及 R245fa 有机朗肯循环余热发电性能比较

工质	透平进汽比 体积/( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	透平排汽比体 积/( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	透平输出功 率/ $\text{kW}$	预热段吸热量占总热量 比例/%	排烟温度/℃
水	0.509	26.635	2093.9	17.8	134.5
R245fa	0.005	0.107	5163.1	44.5	78.9

注:1.凝结温度按  $30^\circ\text{C}$ 、余热锅炉中夹点温差按  $15^\circ\text{C}$ 、透平相对内效率按  $80\%$ 、烟气的比热容按  $1.0\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 、密度按  $1.0\text{kg}/\text{m}^3$  计算。

2.水蒸气及 R245fa 蒸气均以  $140^\circ\text{C}$  的饱和蒸气状态进透平。

3.余热介质烟气的进口温度按  $250^\circ\text{C}$ 、质量流量按  $100\text{kg}/\text{s}$  计算。

4.未考虑烟气产生低温腐蚀的酸露点温度限制。

第六,由表 1.2 可见,低温余热发电水蒸气朗肯循环中蒸发压力较低,导致

①  $1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$ 。

水蒸气比体积很大,汽轮机需要较大的流通面积;而有机朗肯循环透平中工质比体积很小,所需透平流通面积较小,因此有机朗肯循环还可缩小透平尺寸,减少钢材消耗量。

第七,为了防止汽轮机末级蒸汽湿度过大时水滴对叶片产生“冲蚀”,一般均要求透平进口蒸汽具有一定的过热度,在水蒸气朗肯循环余热锅炉中必然要设置过热蒸汽加热段,导致余热锅炉的结构比较复杂。此外,由于水在过热蒸汽状态时的对流换热系数较低,所需换热面积较大。而对于使用干流体做循环工质的有机朗肯循环而言,工质可在蒸发压力下的饱和蒸汽状态进入透平膨胀做功,省去了过热段,提高了工质在余热锅炉里的换热系数,简化了余热锅炉的结构,节省了换热面积的投资。

### 1.2.2 利用 LNG 冷能有机朗肯循环发电

液化天然气(LNG)处于 $-162^{\circ}\text{C}$ 以下的低温下存储。通常,在使用前,LNG需经温海水加热成为常温的天然气。液化天然气具有很高的冷量焓,这部分焓值可通过有机朗肯循环加以回收。图 1.5 为天然气直接膨胀、有机朗肯循环联合法 LNG 冷能有机朗肯循环发电原理图<sup>[30-33]</sup>,图 1.6 为低温余热-LNG 冷能有机朗肯循环发电原理图<sup>[34]</sup>。

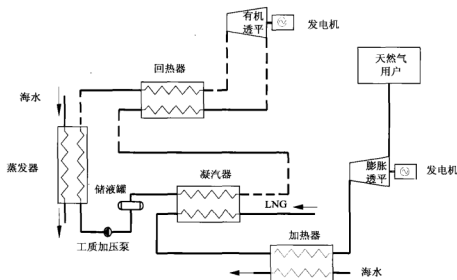


图 1.5 天然气直接膨胀、有机朗肯循环联合法 LNG 冷能有机朗肯循环发电原理图

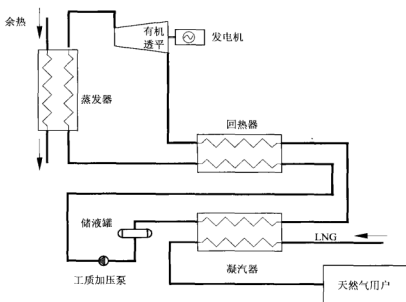


图 1.6 低温余热-LNG 冷能有机朗肯循环发电原理图

### 1.3 有机朗肯循环发电技术研究现状

为了高效经济地利用低温余热或者更广泛意义上的低温热源发电，早在 1924 年，有人就开始研究采用低沸点有机工质二苯醚作为工质的有机朗肯循环(ORC)。由于低沸点工质在低温热源加热下产生较高压力的蒸气进入透平膨胀做功，能取得较高的能量效率，ORC 技术可广泛地应用于各种低温热能发电领域。随着人们对世界性能源危机意识的加强，引起各国政府和能源科技工作者对新能源开发的普遍重视，并相继投入大量的人力、物力，争相研究开发 ORC 技术。先后开展这项研究工作的国家有美国、日本、以色列、意大利、德国、法国等。

我国 ORC 技术及装置的研制始于 20 世纪 70 年代初期。在 ORC 技术开发的过程中，从开端就遇到了很多困难，虽然经过这么多年的努力，但是我国在该技术上仍未能取得实质性的突破，严重影响了该技术在项目中的推广和应用，导致国内至今也无 ORC 装置的专业设计和制造单位，更无法形成相关定型产品的研发和生产能力。

循环工质的物性在很大程度上影响和决定着 ORC 系统的性能，因此对低沸点工质物性及其对有机朗肯循环性能影响的研究是 ORC 技术研究的基础。仅从能量转换角度来看，早期使用的 R113 及 R11 都具有较好的能量转化效率，但因属于 CFCs 类物质，具有极大的臭氧破坏能力(ozone depletion potential, ODP)及温室效

应(global warming potential, GWP), 已被国际社会明确列为淘汰产品。包括我国在内的所有发展中国家, 到 2010 年 1 月, 要彻底停止生产和销售 CFCs<sup>[35]</sup>。因此, 对 ORC 技术而言, 首先面临的是选择与开发循环性能优越且并不危害环境的工质。

目前, 国内外学者在 ORC 工质的优选及物性研究方面做了很多工作<sup>[28,36-54]</sup>。根据不同情况, 循环工质可采用纯工质或混合工质, 按工质的饱和汽化线形状, 可将工质分为湿流体、等熵流体及干流体三类<sup>[39]</sup>, 在进行循环计算时均采用状态方程法对工质的热力性质进行计算。例如, 顾伟等<sup>[37]</sup>针对温度低于 100℃ 的驱动热源, 计算了分别采用 R21、R123 和 R245fa 时 ORC 系统的性能, 结果表明, 在综合考虑环保、循环性能等因素时, R245fa 是较理想的循环工质。卢红明等<sup>[38]</sup>从理论上研究了驱动热源为低温工业废热或海水时, 分别采用 R1270、R125、R134a、R290、R116 和 R23 作为循环工质, 结果表明, 在以海水作为驱动热源时, 以 R1270 和 R290 为工质的 ORC 系统的输出比功及烟效率较高; 但在以低温工业余热作为驱动热源时, 以 R134a、R290 和 R1270 为工质的 ORC 系统在输出比功及烟效率方面明显优于其他工质。Bahaa Saleh 等<sup>[40]</sup>采用 BACKONE 状态方程对驱动热源温度在 30~100℃、循环工质分别采用 31 种烷烃及氟化烷烃类纯有机工质 ORC 系统的循环性能进行了计算和比较, 结果表明, 在亚临界区, 干流体及等熵流体的循环性能明显优于湿流体, 工质的标准沸点越高, 其热效率通常也越高。Bo-Tau Liu 等<sup>[41]</sup>研究了循环工质物性对 ORC 系统性能的影响, 结果表明, 蒸发潜热较大的湿流体(如水、氨、乙醇等)不适合用作 ORC 系统的循环工质, 循环热效率与工质的临界温度有关。Hung 等<sup>[42]</sup>研究了在 ORC 系统中分别使用苯、氨、R11、R12、R134a 和 R113 低沸点循环工质时的性能, 结果表明, 等熵流体更适合作为低温热能发电 ORC 系统的循环工质。Gianfranco Angelino 等<sup>[47]</sup>采用 PRSV 状态方程和 WS 混合规则作为工质热力性质计算模型, 分别对余热回收与地热发电 ORC 系统在采用有机硅油与多种碳氢化合物组成的混合工质作为循环工质时系统的性能进行了计算, 结果表明, 循环性能的好坏与混合工质中各组元的配比关系极大, 所以, 使用混合工质时务必对配比进行优化。Ulli Drescher 等<sup>[53]</sup>采用了 PR 状态方程作为循环工质热力性质的计算模型, 研究了分别采用多种工质的生物质能热-电联供 ORC 系统的性能, 结果表明, 当生物质能热-电联供 ORC 系统最高温度为 573K、系统最高压力为 0.9~1.5MPa 时, 烷基苯类工质的热效率较高。

ORC 系统的性能除与所选择工质物性有关外, 还与循环工况有很大的关系, 因此必须在相同的工况下进行不同工质循环性能的比较, 才能确定优选工质。在比较不同工质的循环性能时, 各研究者对循环工况的确定方法存在差别。对于某一给定的驱动热源情况, 一些研究者采用不同工质在相同的蒸发温度、凝结温度与透平进汽温度工况下进行比较。为了避免透平末级水蒸气的湿度过大, 对叶片

产生“冲腐”，湿流体工质必须在过热蒸气状态下进透平膨胀；若用这种比较方法，则意味着干流体工质也同样要在过热蒸气状态下进透平，这会导致透平排气温度较高、输出功率较低的问题。因此，王辉涛等<sup>[28]</sup>提出应在相同的凝结温度与透平进汽温度，且在各自的最大蒸发压力下进行不同工质的 ORC 系统循环性能的比较。Yiping Dai 等<sup>[52]</sup>提出应在对 ORC 系统的热力循环参数优化的条件下，进行不同工质的 ORC 系统循环性能的比较。

在进行不同工质的 ORC 系统性能比较时，对系统性能的评价指标的选择也不相同。例如，Bahaa Saleh 等<sup>[40]</sup>便采用热效率作为评价指标比较了 31 种烷烃及氟化烷烃类工质的循环性能。Yiping Dai 等<sup>[52]</sup>使用焓效率作为评价指标，对分别采用 R11、R123、R141B 等 10 种工质的循环性能作了比较。Bertrand Fankam Tchanche 等<sup>[48]</sup>则综合考虑了循环热效率、工质在透平里的体积流量和膨胀比等因素，比较了使用 20 种不同工质的低温太阳能发电 ORC 系统的循环性能。Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur 等<sup>[46]</sup>则分别采用了热效率和输出功率作为评价指标，比较了采用天然有机工质、人工合成有机工质及混合工质的低温热能发电 ORC 系统的性能，结果表明，仅采用热效率指标评价 ORC 系统的性能得出的结论比较片面。H.D.Madhawa Hettiarachchi 等<sup>[54]</sup>却采用了单位输出功率所需换热面积(系统总换热面积与输出功率之比)作为评价指标，对氨、R123、戊烷和 PF5050 四种工质的地热驱动 ORC 系统的性能作了比较，结果表明，使用氨作为工质的 ORC 系统的单位输出功率所需换热面积最小，同时系统对地热的利用率也最高。

循环工质的换热能力直接影响到相关换热设备的性能和系统的技术经济性，由于对制冷及热泵设备的大力研发，国内外也开展了有机工质制冷剂的流动换热方面的研究工作<sup>[55-66]</sup>。流体单相对流换热的理论及实验研究方法已经比较成熟，因此对有机工质换热研究的重点在于对两相区流动换热的研究。对工质的两相流动换热的研究，主要是针对新工质的两相换热系数进行实验测量研究和对于预测两相换热系数的关联式进行研究两个重要方向。例如，周杰等<sup>[55]</sup>进行了 R22 和 R134a 工质在内径为 14mm 的水平光滑管内流动沸腾换热的实验研究，对以核化理论为基础导出的流动沸腾换热关系式 Chen 公式中抑制因子的表达式的预测准确度进行了验证；南晓红等<sup>[56]</sup>研究了 R290 与 R404A 在内螺纹管中的沸腾换热；王微涓等<sup>[57]</sup>结合传热实验研究了 R22 及其替代工质 R134a、R407C 和 R410A 在水平光滑管内流动沸腾换热系数的神经网络关联模型；黄蓉等<sup>[58]</sup>对外管内径为 23mm、内管外径为 18.9mm 及仅外侧加热的窄缝环形管进行了单相和沸腾传热特性实验研究，得到了传热系数的实验关联式；H.S.Lee 等<sup>[59]</sup>实验研究了 R290、R600a、R1270 和 R22 在内径分别为 9.52mm 和 12.70mm 光滑管内的流动沸腾系统与压降，分别与通用关联式 Shah 公式、Gungor-Winterton 公式及 Kandlikar 公式的预测结果进行了比较，研究表明，实测结果比较接近 Kandlikar 公式的预测结

果。

低温热能发电 ORC 系统的性能受循环工质的物性、状态参数及换热设备的结构参数等很多因素的影响,对循环系统进行优化设计是改善 ORC 系统性能的关键,国际上有一些学者在这方面进行了研究<sup>[54,67~74]</sup>。例如,Donghong Wei 等<sup>[67]</sup>对驱动热源为工业余热且以 R245fa 为工质的 ORC 系统的性能进行了模拟与优化研究,分别考察了余热的流量、进口温度、冷却空气流量及环境温度 4 个参数对系统输出功率及效率的影响规律。Yiping Dai 等<sup>[52]</sup>以系统炯效率为目标函数对低温余热 ORC 系统的透平进汽温度、压力 2 个热力参数进行了并行组合优化。Fred P. Moore 等<sup>[68]</sup>采用系统总换热面积为目标函数对以氨为工质的海洋温差发电(OTEC)ORC 系统的蒸发温度、凝结温度及冷热流体的流量比 3 个热工参数进行了并行优化,在优化数学模型中以系统输出功率为某一给定值作为约束条件,结果表明,随着输出功率的增加,所需换热面积急剧增大。C.Wu 等<sup>[69]</sup>采用单位输出功率所需换热面积为目标函数,对以 R12 为工质的海洋温差发电 ORC 系统的蒸发温度及凝结温度 2 个热力参数进行了并行优化。从这些参考文献可以看出,目前国际上对 ORC 系统的循环热力参数进行了优化,但由于换热设备结构的复杂性,尚未将系统的性能与换热设备的结构参数直接关联,不能进行热工参数与结构参数的多参数并行优化。

## 1.4 低温余热发电有机朗肯循环技术研究的意义

参阅大量的文献可见,ORC 技术在低温余热或更广泛意义上的低温热能发电方面有显著的优点和广阔的应用前景,对其研究已成为低温余热高效回收利用技术的关键和热点。从以上对低温热能发电 ORC 技术研究现状的分析看,尚存在对循环性能的评价指标不一致的问题,如一般均采用热效率、炯效率或输出功率等单一指标来评价和优化 ORC 系统的性能。

采用何种评价指标是能量转换系统分析方法的核心和关键,评价指标更是热力系统优化数学模型中的目标函数。从能量转换系统几种分析方法的发展来看,热效率分析法是仅基于热力学第一定律的简单分析方法,该方面仅以系统的热效率为评价指标,不能有效揭示系统内损失发生的机制;以热力学第二定律为基础的炯分析法充分考虑了热量的数量与能级,通过计算分析系统的内、外不可逆炯损,可以揭示循环中各过程发生炯损的规律,为热力系统的改善和优化提供指导;20 世纪 70 年代又发展了有限时间热力学分析方法,该分析方法建立在循环时间及换热设备面积均为有限大或传热温差有限小的基础之上,将冷、热端的热阻(与换热面积及换热规律等有关)与系统输出功率关联,其结果比较接近实际动力循环。为了使炯分析与经济分析方法有机结合起来,满足实际需要,80 年代以后,



烟经济分析法逐渐发展成为一种成熟、完善的方法<sup>[75-80]</sup>。本书结合热力学、传热学、流体力学和烟经济分析方法,构建低温余热发电 ORC 系统的技术经济评价体系,建立低温余热发电 ORC 系统的多目标优化及烟经济优化方法。

此外,在对低温余热发电 ORC 系统的优化研究方面,国际上有人作了工质的优选及循环热力参数的优化方面的研究,尚未进行同时对循环热力参数及换热设备结构参数的多参数并行优化。在计算循环系统换热设备中的烟损时,只考虑换热器中的温差传热烟损,往往忽略了由流动阻力引起的与换热设备结构参数有关的压降烟损。本书结合换热设备的结构,全面考虑温差传热烟损和由流动阻力引起的压降烟损对系统性能的影响,构建低温余热发电 ORC 系统的优化设计方法,实现对循环热工参数及换热设备结构参数的多参数并行优化。

低温余热发电 ORC 系统的设计尚无有关的国家标准、规范可依,也无可供参考的经验数据。本书系统地建立了余热介质的特性、工质的物性及传热特性的计算方法,并在此基础上构建了低温余热发电 ORC 系统的模拟及优化设计的方法。通过本书内容的研究可以为低温余热发电 ORC 系统的工程设计及性能优化提供依据和方法,尤其是所构建的低温余热发电 ORC 系统优化设计方法,可使低温余热发电 ORC 系统在相同造价情况下获得更高的效率,或在相同效率下使系统造价、成本尽量降低,确保系统的技术经济性能,能有效促进低温余热发电 ORC 技术在我国能源、冶金、水泥建材、石油化工等工业领域的推广和应用。此外,热力系统优化方法显然也适用于地热发电、低温太阳能热力发电、生物质能热力发电、海洋温差发电、天然气冷能发电、垃圾焚烧发电和燃气透平联合循环发电等中低温热能发电系统及相关换热设备的优化设计。

## 第2章 低温余热发电有机朗肯循环原理 及一般特性

低温余热发电有机朗肯循环系统是采用生产过程中排放的低温余热作为驱动热源构成的热动循环,其系统形式及性能除与所选择的循环工质的物性及循环过程各状态参数等有关外,还与余热介质的特性,如聚集状态、温度、压力、流量、比热容及腐蚀性等很多因素有关。对余热介质的特性,尤其是对其物性参数计算方法的研究,是低温余热发电有机朗肯循环技术研究的基础。

### 2.1 低温余热的特性

在众多工业生产过程中有多种形式的余热,如气体余热、液体余热和固体余热等。气体余热以各种燃烧炉排放的烟气为代表,如锅炉、加热炉等各种燃烧过程中排放的烟气,以及各种烧结矿冷却机出口的热空气、燃气透平排放的尾气等。液态余热主要是指在冷却设备和产品生产过程中使用冷却水,从而使水的温度上升变成余(废)热,如空压机中间冷却器的冷却水。固态余热是指以固体形式排出的余热,如钢厂轧制后的盘管和冶金炉排出的高温炉渣。再就是以水蒸气潜热形式排放的余热,如疏水阀排放的蒸汽、焦炭灭火塔排出的蒸汽、炼钢转炉蒸汽余热等以蒸汽形式排出的各种余热。此外,工业过程中的余压严格地说应属于余能,但也常笼统地被称为余热资源。

在一般应用场合下,一般又将余热按三个温度范围进行划分<sup>[41]</sup>。

(1) 低温余热,通常指温度从常温到 $100^{\circ}\text{C}$ 之间的余热。目前,这类余热主要是强调对其量即焓值的利用,如用于供暖回水的加热、卫生热水供应、温水养殖等农业及水产产业上的利用。从目前的需求和能量转换效率来看,低温余热的焓利用方法具有广阔的市场前景,如天津市大力推广利用热泵回收污水处理厂的低温余热供应城市居民冬天采暖热水技术,具有较好的经济效益和环保效益,还有目前国内大力研究的采用低温余热做驱动热源来获得品位较高的可用热能的吸收式变热器<sup>[81]</sup>。

(2) 中温余热,通常指温度在 $100\sim 300^{\circ}\text{C}$ 的余热。这类余热具有一定的能级,对其利用的方法目前主要有:①作为吸收式制冷机的驱动热源;②作为低温热能热力发电的驱动热源;③加热海水<sup>[82,83]</sup>,利用海水闪蒸蒸发原理进行海水淡化,

降低淡水生产的成本。

(3) 高温余热, 即温度在 300℃ 以上的余热, 这类余热是品位比较高的热能。目前对这部分余热的利用主要应强调其能级即焓值的利用方法, 尤其是用于热力发电。

此外, 从电力生产热力发电技术的角度出发, 通常把 350℃ 以内的余热统称为低温余热。

### 2.1.1 余热介质物性参数的计算方法

烟气(或气体)余热占工业余热的比例较大, 同时烟气余热的收集和输送比较容易, 因此, 这里重点讨论和研究烟气余热的特性及利用其发电的有机朗肯循环技术。

烟气是典型的混合物。在烟气中含  $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_2$  等气体成分不多时, 可以将烟气近似看成干空气与水蒸气及  $\text{CO}_2$  组成的混合物, 其比焓和比热容可按线性加权法计算

$$h = \sum_{i=1}^n x_i h_i \quad (2.1)$$

$$C_p = \sum_{i=1}^n x_i C_{pi} \quad (2.2)$$

式中,  $x_i$  为烟气中第  $i$  种组元的质量份额数;  $h_i$  为烟气中第  $i$  种组元的比焓, J/kg;  $C_{pi}$  为烟气中第  $i$  种组元的比定压热容, J/(kg·K)。

对于温度  $\theta$  在 0~2000℃ 范围的干空气, 其比定压热容  $C_{pLT}$  与空气的温度有关<sup>[84]</sup>, 计算如下:

$$C_{pLT} = a + b\theta + c\theta^2 + d\theta^3 + e\theta^4 + f\theta^5 \quad (2.3)$$

对于烟气混合物

$$C_p = (1 - x_{\text{H}_2\text{O}} - x_{\text{CO}_2}) C_{pLT} + P_1 x_{\text{H}_2\text{O}} + P_2 x_{\text{CO}_2} \quad (2.4)$$

式中

$$P_1 = a_1 + b_1\theta + c_1\theta^2 + d_1\theta^3 + e_1\theta^4 \quad (2.5)$$

$$P_2 = a_2 + b_2\theta + c_2\theta^2 + d_2\theta^3 + e_2\theta^4 \quad (2.6)$$

式(2.3)、式(2.5)、式(2.6)中的各常数见表 2.1~表 2.3<sup>[84]</sup>。

表 2.1 式(2.3)中各常数

$a \times 10^{-1}$	$b \times 10^4$	$c \times 10^6$	$d \times 10^9$	$e \times 10^{12}$	$f \times 10^{16}$
0.1004173	0.1919210	0.5883483	-0.7011184	0.3309525	-0.5673876

表 2.2 式(2.5)中各常数

$a_1$	$b_1 \times 10^3$	$c_1 \times 10^6$	$d_1 \times 10^9$	$e_1 \times 10^{13}$
0.8554535	0.2036995	0.4583082	-0.2798080	0.5634413

表 2.3 式(2.6)中各常数

$a_2$	$b_2 \times 10^3$	$c_2 \times 10^6$	$d_2 \times 10^9$	$e_2 \times 10^{12}$
-0.1002311	0.7661864	-0.9259622	0.5293496	-0.1093573

式(2.3)对温度积分可得干空气的比焓计算公式

$$h_{pLT} = a\theta + \frac{b}{2}\theta^2 + \frac{c}{3}\theta^3 + \frac{d}{4}\theta^4 + \frac{e}{5}\theta^5 + \frac{f}{6}\theta^6 \quad (2.7)$$

式(2.4)对温度积分可得烟气的比焓计算公式

$$h = (1 - x_{H_2O} - x_{CO_2})h_{LT} + (\bar{P}_1 x_{H_2O} + \bar{P}_2 x_{CO_2})\theta \quad (2.8)$$

$$\bar{P}_1 = a_1 + \frac{b_1}{2}\theta + \frac{c_1}{3}\theta^2 + \frac{d_1}{4}\theta^3 + \frac{e_1}{5}\theta^4 \quad (2.9)$$

$$\bar{P}_2 = a_2 + \frac{b_2}{2}\theta + \frac{c_2}{3}\theta^2 + \frac{d_2}{4}\theta^3 + \frac{e_2}{5}\theta^4 \quad (2.10)$$

烟气在温度区间 $[\theta_1, \theta_2]$ 的平均比定压热容

$$\bar{C}_p = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} C_p d\theta}{\theta_2 - \theta_1} \quad (2.11)$$

干空气和湿空气的传输特性参数可用气体运动理论来计算,为了简化,采用文献[84]推荐的计算公式。

对于干空气

$$\eta_{LT} = a + b\theta + c\theta^2 + d\theta^3 + e\theta^4 + f\theta^5 \quad (2.12)$$

$$\lambda_{LT} = a + b\theta + c\theta^2 + d\theta^3 + e\theta^4 + f\theta^5 \quad (2.13)$$

$$Pr_{LT} = a + b\theta + c\theta^2 + d\theta^3 + e\theta^4 + f\theta^5 \quad (2.14)$$

式(2.12)~式(2.14)中的各常数见表 2.4<sup>[84]</sup>。

表 2.4 式(2.12)~式(2.14)中各常数

常数	动力黏度/(10 <sup>14</sup> μ Pa·s)	导热系数/[10 <sup>18</sup> W/(m·K)]	普朗特数/10 <sup>17</sup>
<i>a</i>	0.1714237 × 10 <sup>10</sup>	0.2498583 × 10 <sup>17</sup>	0.6901183 × 10 <sup>17</sup>
<i>b</i>	0.4636040 × 10 <sup>11</sup>	0.6535367 × 10 <sup>14</sup>	0.2417094 × 10 <sup>12</sup>
<i>c</i>	-0.2745836 × 10 <sup>10</sup>	-0.7690843 × 10 <sup>10</sup>	0.2771383 × 10 <sup>10</sup>
<i>d</i>	0.1811235 × 10 <sup>7</sup>	-0.1924248 × 10 <sup>7</sup>	-0.3534575 × 10 <sup>7</sup>
<i>e</i>	-0.6744970 × 10 <sup>1</sup>	0.1609980 × 10 <sup>4</sup>	0.1717930 × 10 <sup>4</sup>
<i>f</i>	0.1027747	-0.2864430	-0.2989654

烟气的动力黏度

$$\eta_g = \eta_{LT} + P_{1,\eta} x_{H_2O} + P_{2,\eta} x_{CO_2} \quad (2.15)$$

式中

$$P_{1,\eta} = a_1 + b_1\theta + c_1\theta^2 + d_1\theta^3 + e_1\theta^4 \quad (2.16)$$

$$P_{2,\eta} = a_2 + b_2\theta + c_2\theta^2 + d_2\theta^3 + e_2\theta^4 \quad (2.17)$$

烟气的导热系数

$$\lambda_g = \lambda_{LT} + P_{1,\lambda} x_{H_2O} + P_{2,\lambda} x_{CO_2} \quad (2.18)$$

式中

$$P_{1,\lambda} = a_1 + b_1\theta + c_1\theta^2 + d_1\theta^3 + e_1\theta^4 \quad (2.19)$$

$$P_{2,\lambda} = a_2 + b_2\theta + c_2\theta^2 + d_2\theta^3 + e_2\theta^4 \quad (2.20)$$

普朗特数

$$Pr = Pr_{LT} + P_{1,Pr} x_{H_2O} + P_{2,Pr} x_{CO_2} \quad (2.21)$$

式中

$$P_{1,Pr} = a_1 + b_1\theta + c_1\theta^2 + d_1\theta^3 + e_1\theta^4 \quad (2.22)$$

$$P_{2,Pr} = a_2 + b_2\theta + c_2\theta^2 + d_2\theta^3 + e_2\theta^4 \quad (2.23)$$

式(2.15)~式(2.23)中的各常数见表 2.5<sup>[84]</sup>。

表 2.5 式(2.15)~式(2.23)中各常数

常数	动力粘度 /(10 <sup>11</sup> μ Pa·s)	导热系数/[10 <sup>14</sup> W/(m·K)]	普朗特数/10 <sup>12</sup>
$a_1$	$-0.9124458 \times 10^{13}$	$-0.1083113 \times 10^{13}$	$0.4928510 \times 10^{12}$
$b_1$	$0.4564993 \times 10^9$	$0.5596822 \times 10^{10}$	$-0.1230046 \times 10^{10}$
$c_1$	$0.2198889 \times 10^7$	$0.7413502 \times 10^7$	$0.1662398 \times 10^7$
$d_1$	$-0.1891235 \times 10^4$	$-0.5901395 \times 10^4$	$-0.1052753 \times 10^4$
$e_1$	0.5138895	1.961745	0.2443111
$a_2$	$-0.4267768 \times 10^{12}$	$-0.8035817 \times 10^{12}$	$-0.8820652 \times 10^{10}$
$b_2$	$0.4094274 \times 10^8$	$0.1106720 \times 10^{10}$	$0.1855309 \times 10^9$
$c_2$	$-0.5125357 \times 10^6$	$-0.8397255 \times 10^6$	$-0.3838084 \times 10^6$
$d_2$	$0.7385560 \times 10^3$	$0.1130229 \times 10^4$	$0.3256168 \times 10^3$
$e_2$	-0.3439723	-0.5731264	-0.1005757

## 2.1.2 余热所具有的能量

### 1. 余热具有的总热量

显然, 余热介质中只有温度高出环境温度的那部分热能才能被回收利用, 因此, 余热所含总热量可由下式确定:

$$Q_{\max} = \int_{T_{\text{surr}}}^{T_{\text{in}}} \delta Q \quad (2.24)$$

式中,  $T_{\text{surr}}$  是环境温度, K;  $T_{\text{in}}$  是余热介质的排放温度, K。

对于如烟汽等显热类余热, 在余热介质由排放温度  $T_{\text{in}}$  降温到环境温度  $T_{\text{surr}}$  的过程中没有发生相变, 则

$$\delta Q = C_{pH} m_H dT \quad (2.25)$$

式中,  $C_{pH}$  为余热介质的比定压热容, J/(kg·K);  $m_H$  为余热介质的质量流量, kg/s。

因此

$$Q_{\max} = \bar{C}_{pH} m_H (T_{\text{in}} - T_{\text{surr}}) \quad (2.26)$$

式中,  $\bar{C}_{pH}$  是余热介质从温度  $T_{\text{in}}$  降到环境温度  $T_{\text{surr}}$  过程中的平均比定压热容, J/(kg·K)。

对于如蒸汽等潜热类余热,在余热介质由  $T_{\text{in}}$  降温到  $T_{\text{surr}}$  的过程中有相变发生,应按温度区间分段计算  $Q$  如下:

$$Q_{\text{max}} = \int_{T_{\text{surr}}}^{T_{\text{PC}}} \delta Q + Q_{\text{latent}} + \int_{T_{\text{PC}}}^{T_{\text{in}}} \delta Q \quad (2.27)$$

式中,  $T_{\text{PC}}$  是余热介质的凝结温度, K;  $Q_{\text{latent}}$  是相变潜热, J。

$$Q_{\text{latent}} = m_{\text{H}} \Delta i_{\text{latent}} \quad (2.28)$$

$$Q_{\text{max}} = m_{\text{H}} [C_{p1}(T_{\text{PC}} - T_{\text{surr}}) + \Delta i_{\text{latent}} + C_{p2}(T_{\text{in}} - T_{\text{PC}})] \quad (2.29)$$

式中,  $C_{p1}$  是余热介质在释放完潜热后从凝结温度  $T_{\text{PC}}$  降到环境温度  $T_{\text{surr}}$  过程中的平均比定压热容, J/(kg·K);  $C_{p2}$  是余热介质从排放温度  $T_{\text{in}}$  降到开始发生相变时的凝结温度  $T_{\text{PC}}$  过程中的平均比定压热容, J/(kg·K);  $\Delta i_{\text{latent}}$  是余热介质的比相变潜热, J/kg。

## 2. 余热具有的焓值

由热力学第二定律知,余热的焓是余热由排放状态可逆地变化到环境状态,在此过程中输出的功,亦即余热具有的最大可用能,焓是物质的状态参数。

余热的比焓值

$$ex = (h - h_{\text{surr}}) - T_{\text{surr}}(s - s_{\text{surr}}) \quad (2.30)$$

由比焓及比熵的一般热力学关系式

$$ds = \frac{C_p}{T} dT - \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp \quad (2.31)$$

$$dh = C_p dT - \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (2.32)$$

经推导可得

$$\begin{aligned} d(ex) &= dh - T_{\text{surr}} ds \\ &= \left( 1 - \frac{T_{\text{surr}}}{T} \right) C_p dT + \left[ v - (T - T_{\text{surr}}) \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$ex = \int_{P_{\text{surr}}, T_{\text{surr}}}^{P_{\text{in}}, T_{\text{in}}} \left( 1 - \frac{T_{\text{surr}}}{T} \right) C_p dT + \int_{P_{\text{surr}}, T_{\text{surr}}}^{P_{\text{in}}, T_{\text{in}}} \left[ v - (T - T_{\text{surr}}) \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (2.34)$$

式中，等式右边第一项为余热介质具有的比温度焓值，第二项为比压力焓值，即

$$(ex)_T = \int_{P_{\text{surr}}, T_{\text{surr}}}^{P_{\text{in}}, T_{\text{in}}} \left( 1 - \frac{T_{\text{surr}}}{T} \right) C_p dT \quad (2.35)$$

$$(ex)_p = \int_{P_{\text{surr}}, T_{\text{surr}}}^{P_{\text{in}}, T_{\text{in}}} \left[ v - (T - T_{\text{surr}}) \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (2.36)$$

与余热具有总热量的计算相同，余热的比温度焓  $(ex)_T$  的计算也按余热介质在从排出状态可逆地转变到环境状态下的过程中有无相变发生分为两种情况计算。

(1) 在无相变发生的情况下

$$(ex)_T = \bar{C}_{pw} \left( T_{\text{in}} - T_{\text{surr}} - T_{\text{surr}} \ln \frac{T_{\text{in}}}{T_{\text{surr}}} \right) \quad (2.37)$$

(2) 在有凝结相变发生的情况下

$$\begin{aligned} (ex)_T = & \bar{C}_{pw} \left( T_{\text{cond}} - T_{\text{surr}} - T_{\text{surr}} \ln \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{surr}}} \right) \\ & + \bar{C}_{pl} \left( T_{\text{in}} - T_{\text{cond}} - T_{\text{surr}} \ln \frac{T_{\text{in}}}{T_{\text{cond}}} \right) + \left( 1 - \frac{T_{\text{surr}}}{T_{\text{cond}}} \right) \Delta i_{\text{latent}} \end{aligned} \quad (2.38)$$

显然，在余热介质为烟气或热空气等情况下，可将其按理想气体作以下近似处理：

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} \quad (2.39)$$

代入式(2.36)，则

$$(ex)_p = RT_{\text{surr}} \ln \frac{P_{\text{in}}}{P_{\text{surr}}} \quad (2.40)$$

在  $\frac{P_{\text{in}} - P_{\text{surr}}}{P_{\text{surr}}}$  的值比较小的情况下，经泰勒级数一阶展开，式(2.40)可简化为



$$(ex)_p \approx (p_{in} - p_{surr}) \frac{v_{in} + v_{surr}}{2} \quad (2.41)$$

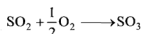
式中,  $v_{in}$  为余热烟气在回收设备进口状态的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $v_{surr}$  为烟气在温度保持不变、压力为环境压力状态时的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

### 2.1.3 低温余热烟气的腐蚀性

对于回收燃烧过程所产生的排烟类余热系统而言, 余热烟气具有一定的腐蚀性, 对余热回收装置, 尤其是对其受热面、吹灰装置及其支承结构有一定的腐蚀作用。按其腐蚀机理, 可分为高温与低温腐蚀两大类。显然, 低温余热回收系统主要发生的是低温腐蚀。

烟气中的水蒸气开始凝结的温度称为露点, 水蒸气的露点称为水露点, 水露点仅取决于水蒸气在烟气中的分压力。一般而言, 水露点比较低。

当燃料或参加燃烧的物料中有硫存在时, 在排放烟气余热的工艺燃烧过程中发生以下化学反应:



因此, 烟气余热流中一般均含有  $\text{SO}_3$ , 烟气中的  $\text{SO}_3$  与其中的水蒸气结合发生下列反应生成硫酸蒸气:



当硫酸蒸气在一定温度下达到过饱和度并超过临界值时, 硫酸蒸气凝结成酸雾、酸露, 并与传热表面上凝结的水蒸气反应生成浓度较高、腐蚀性很强的硫酸<sup>[85]</sup>。



可用计算方法得到硫酸蒸气在一定温度下的临界过饱和度的理论值。一般而言, 酸露的生成是  $\text{SO}_3$  在大表面上冷凝的现象, 酸雾的生成是空间凝结的现象, 空间凝结的温度一般要比表面凝结的温度略低, 若空间存在大量微粒, 此时的空间凝结实际上变成了硫酸蒸气在大量分散物表面上的冷凝。因此, 酸露点是表示烟气在一定压力下冷却时, 硫酸蒸气凝结成酸雾的温度, 其具体数值与烟气中  $\text{SO}_3$  的浓度、水蒸气含量等因素有关, 烟气中含有微量的  $\text{SO}_3$  (0.2%~0.5%) 时, 烟气露点将大幅度提高。烟气中初步形成的酸雾, 其颗粒是很小的, 粒径一般在  $0.05\mu\text{m}$

以下,由于烟气中残存的  $\text{SO}_3$  继续与水蒸气在形成的酸雾表面凝结,烟气中大量存在的水蒸气在过饱和条件下也在酸雾颗粒上凝结及酸雾空间相互碰撞,发生凝聚现象,这使初步形成的酸雾不断生长变成大颗粒,其粒径达到  $0.1\sim 10\mu\text{m}$ <sup>[85]</sup>。

在余热锅炉的尾部受热面,当烟气余热流的温度降低到烟气酸露点以下时,就会产生结露现象,出现酸雾、酸露。由于  $\text{SO}_3$  的存在,冷凝液变成浓度很高的硫酸溶液,这不仅会在传热面出现黏结积灰现象,增大传热热阻,使流动阻力也增加,还将发生严重的腐蚀,缩短余热锅炉的寿命。因此,必须控制余热锅炉尾部排烟温度,使其在酸露点以上。

确定烟气酸露点温度至关重要,由于影响烟气酸露点的因素复杂,这里采用美国 Notre Dame 大学的 Banchero 等研究发表的简便计算公式<sup>[86]</sup>

$$\frac{1}{T_{\text{Dp}}} = 2.276 \times 10^{-3} - 2.943 \times 10^{-5} \ln(p_{\text{H}_2\text{O}}) - 8.58 \times 10^{-5} \ln(p_{\text{SO}_3}) + 6.2 \times 10^{-5} \ln(p_{\text{H}_2\text{O}}) \ln(p_{\text{SO}_3}) \quad (2.42)$$

式中,  $T_{\text{Dp}}$  为酸露点温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $p_{\text{H}_2\text{O}}$  为气体中水蒸气分压力,  $\text{kPa}$ ;  $p_{\text{SO}_3}$  为烟气中  $\text{SO}_3$  的分压力,  $\text{kPa}$ 。

对于低温腐蚀的防止,一般可采取燃料的选择、控制燃烧过程过量空气系数、在燃烧过程中加入添加剂来降低烟气中  $\text{SO}_3$  的浓度、传热面采用耐腐蚀材料、控制尾部受热面烟气的温度等措施来实现<sup>[85]</sup>。

## 2.2 低温余热发电有机朗肯循环的原理与组成

### 2.2.1 有机朗肯循环的原理与组成

图 2.1 是未采取透平排气来预热工质给液回热措施的低温余热发电有机朗肯循环。从生产工艺排出的余热介质在有机工质余热锅炉(HRSG)中将有机工质蒸发成透平入口状态点 3 的蒸汽状态,有机工质蒸汽进入透平膨胀机(或螺杆膨胀机)里膨胀做功,带动发电机发电,膨胀后的排气 4 进入凝汽器中,被冷却介质(冷却水或冷却空气)冷凝为凝结压力下的液体 1,再被工质加压泵加压到蒸发压力下的过冷液体状态点 2,进入余热锅炉中被余热介质加热到状态点 3,再进入透平膨胀做功,完成一个循环,从而实现了余热动力回收利用。其温-熵图如图 2.2 所示。

当透平膨胀机排气温度较高时,一般设置回热器(internal heat exchanger, IHE),如图 2.3 所示。在回热器中,透平排气 5 将从加压泵来的液态工质 2 加热到余热锅炉的进口状态 3,这样可以减少余热锅炉的加热负荷和凝汽器的冷却负

荷，提高循环的热效率，其温-熵图如图 2.4 所示。

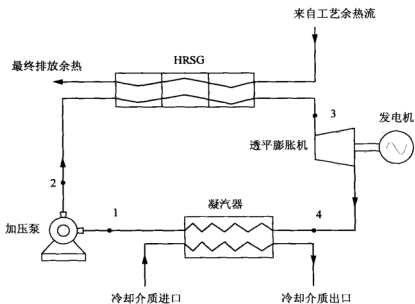


图 2.1 低温余热 ORC 示意图(一)

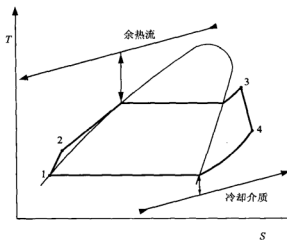


图 2.2 低温余热 ORC T-S 图示(一)

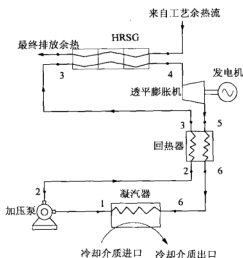
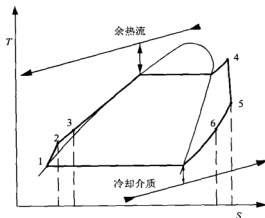


图 2.3 低温余热 ORC 示意图(二)

图 2.4 低温余热 ORC  $T$ - $S$  图示(二)

### 2.2.2 纯工质有机朗肯循环的类型

按  $T$ - $S$  图中饱和和气化线的形状，可将有机工质划分为干流体、湿流体及等熵流体三类<sup>[38]</sup>。

根据工质种类与工质在透平膨胀末级所处的状态，以及工质蒸气在透平进口的状态，将有机朗肯循环分为六种形式，如图 2.5~图 2.10 所示。

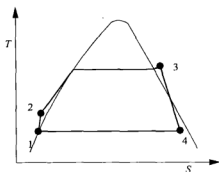


图 2.5 透平膨胀末级处于湿蒸气区的湿流体 ORC T-S 图

其中,图 2.5 和图 2.6 是湿流体在蒸发压力低于循环工质的临界压力时可采用的循环,图 2.7 和图 2.8 是干流体在蒸发压力低于循环工质的临界压力时能实现的循环。由于干流体饱和气化线的斜率为正,当工质以饱和蒸气状态进入透平膨胀时,膨胀过程中工质始终处于过热蒸气区,因此,对于使用干流体作为循环工质的有机朗肯循环而言,工质可以在蒸发压力下的饱和蒸气状态直接进入透平膨胀做功,便可省去过热段,简化了余热锅炉的结构。

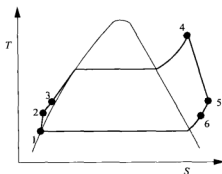
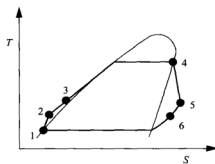
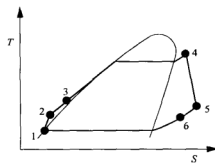
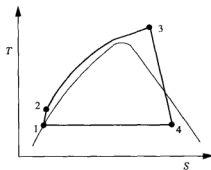


图 2.6 透平膨胀末级处于过热蒸气区的湿流体 ORC T-S 图

与水相比,有机工质的临界压力及临界温度均较低,可在很多低温余热加热条件下,利用工质在超临界压力下的变温相变特性,实现工质在余热锅炉中与余热介质间变温特性较好的匹配,减少加热过程中由于冷热流体传热温差的不均衡性而引起的额外不可逆熵增,提高动力循环效率<sup>[87,88]</sup>。图 2.9 和图 2.10 是低温余热发电超临界有机朗肯循环。

图 2.7 干流体透平进口为饱和蒸气的 ORC  $T$ - $S$  图图 2.8 干流体透平进口为过热蒸气的 ORC  $T$ - $S$  图图 2.9 透平膨胀末级处于湿蒸气区超临界 ORC  $T$ - $S$  图

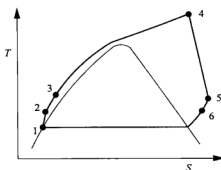


图 2.10 透平膨胀末级处于过热蒸气的超临界 ORC T-S 图

图 2.5~图 2.10 中, 当透平排气处于过热蒸气状态时, 均按设置回热器考虑, 但当透平膨胀机末级工质的过热度比较小时, 便没必要设置回热器, 此时图 2.6~图 2.8、图 2.10 中的状态 6 点与 5 点重叠, 3 点与 2 点重叠。

### 2.2.3 低沸点混合工质有机朗肯循环

利用非共沸混合工质在定压蒸发或凝结过程中有温度“滑移”的热力学特征, 可通过对混合工质组元的选择和各组元间配比的优化, 实现在余热锅炉及凝汽器中工质与变温热(冷)源间温度较好的匹配, 减少换热过程中由于冷热流体传热温差的不均衡性引起的额外不可逆熵增, 提高循环的焓效率。

按混合工质蒸气在透平膨胀末级所处的状态, 可将混合工质有机朗肯循环分成如图 2.11 和图 2.12 所示的两类。图 2.11 和图 2.12 中均按透平排气点 5 的温度比凝汽器出口点 1 工质液体的温度高很多的情况下需设置回热器考虑。若经过技术经济比较不需要设置回热器时, 则图中的状态 6 点与 5 点重叠, 3 点与 2 点重叠。

混合工质在制冷及热泵设备中的应用得到广泛的研究。但混合工质是否有利于低温余热发电有机朗肯循环应作具体分析。为了实现循环工质在余热锅炉加热过程中与余热介质间较好的温度匹配, 在蒸发压力下, 混合工质在蒸发过程中往往都具有较大的温度“滑移”(即等压露点温度与等压泡点温度之差)。由溶液热力学可知, 压力越低, 混合工质的温度“滑移”值越大(当压力升到临界压力时“滑移”值为零)。因凝结压力比蒸发压力低, 此时工质在凝汽器的凝结过程中必然存在比在余热锅炉蒸发过程中更大的温度“滑移”, 势必要求冷却介质在凝汽器的进出口也应有较大的温差与之匹配。由此可见, 非共沸混合工质非常适用于冷却介质在凝汽器进出口温差较大的情况, 比如冷端采用直接空冷式的低温余热发电有机朗肯循环系统及热电联产的联合循环系统。对于冷端采用水冷式的低温余热发电有机

朗肯循环系统, 由于冷却水的比热容较大, 从技术上来说, 不需要太大的流量便能达到使冷却水进出口温升较小的目的, 宜采取减小冷却水进出口温升的措施来降低动力循环的冷端温度(即凝结温度)。此时冷却水在凝汽器的进出口的温度变化不大, 在直接使用具有定压定温凝结特性的纯工质的凝汽器中, 冷却水与从透平膨胀机来的工质排气间便能实现较好的温度匹配。相反, 在使用具有较大温度“滑移”的混合工质凝汽器时, 因冷却水进水温度不可能太低, 势必导致透平膨胀机排气的温度较高, 使透平膨胀机输出功率降低。在此情况下, 不宜采用具有较大温度“滑移”的混合工质做循环工质。

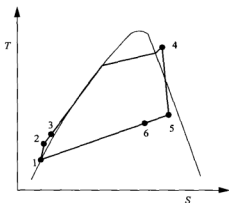


图 2.11 透平膨胀末级处于湿蒸气区的混合工质 ORC T-S 图

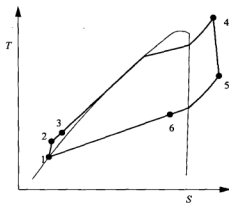


图 2.12 透平膨胀末级处于过热蒸气的混合工质 ORC T-S 图



## 2.3 有机朗肯循环中余热锅炉的类型与特点

### 2.3.1 有机工质余热锅炉的类型

余热锅炉又称为热回收蒸汽发生器(heat recovery steam generator, HRSG),起着将余热介质携带的热量转化为到透平里膨胀做功的有机工质蒸汽的热量作用,是有机朗肯循环发电系统的关键设备。HRSG 可按锅炉总体布置方式、工质的循环方式等进行分类。

#### 1) 按总体布置分类

HRSG 的结构布置可分为立式和卧式两种。

立式 HRSG 布置如图 2.13 所示,其受热面管束为水平布置。在蒸发段主要借助工质循环泵的动力,维持管内工质的可靠强制循环。当然,在蒸发段传热管按一定坡度布置时,也可实现自然循环。

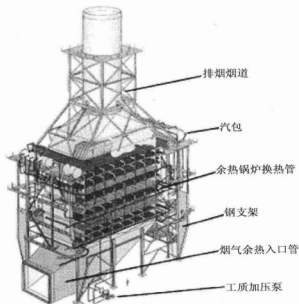


图 2.13 立式 HRSG 布置的有机余热锅炉

卧式 HRSG 布置如图 2.14 所示,其受热面管束为垂直布置,它的蒸发受热段比较适宜采用自然循环方式。

立式 HRSG 锅炉比较节省占地面积,但其较高,同时,这种布置不利于清灰,且上层传热管上的灰尘容易堆积在下层传热管上,导致下层传热热阻增大,传热

恶化。

卧式 HRSG 具有方便清灰的优点，但其布置比较占用场地。

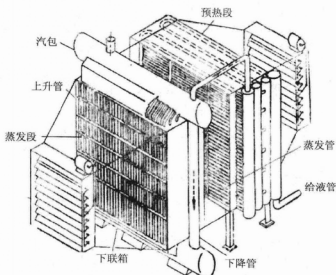


图 2.14 卧式 HRSG 布置的有机余热锅炉

## 2) 按工质的循环方式分类

与水蒸气锅炉类似，也可将有机工质余热锅炉分为自然循环、强制循环和直流方式锅炉三类，如图 2.15 所示。

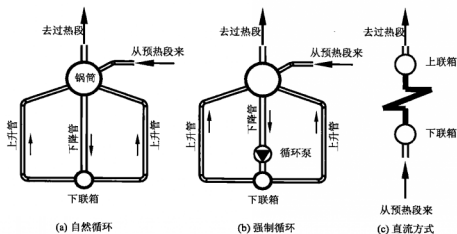


图 2.15 有机工质余热锅炉三种工质循环方式

通常，自然循环 HRSG 里的烟气水平流过蒸发段的垂直管束，下降管向蒸发

器传热管束供工质液体,部分液态工质在蒸发器传热管束中吸热蒸发,工质液体与蒸气的混合物经上升管进入锅筒,上升管中的气液混合物与下降管中工质液体间的密度差所产生的重力压差维持着管内工质的流动与循环,其优点是结构简单。为了确保在所有的运行工况下都能达到需要的循环,必须进行自然循环水力计算,恰当地选择汽包(气液分离器)的高度及下降管、上升管、联箱和蒸发段传热管的管径。

强制循环 HRSG 的烟气垂直地流过蒸发段的水平管束,液态工质借助循环泵提供的动力克服由上升管及下降管循环回路的流动阻力,在蒸发受热面的管束中流动吸热,产生蒸气。其优点是可选用较小管径的传热管,热惯性较小,结构紧凑及占地面积小,还可采用较高的循环倍率,提高管内侧工质的对流换热系数。为了使 HRSG 正常运行,循环泵的选择及其日常维护至关重要。

直流方式 HRSG 通常是高压的工质液体直接由预热段(省煤器)进入蒸发段,不经过汽包(气液分离装置),工质液体在蒸发器中流动吸热,直接加热成饱和蒸气后,再进入过热器过热。在直流方式 HRSG 中,由于没有气液物理分界面(如汽包),随着管外余热介质流量、温度等参数的变化,其中用于蒸发的面积及过热的面积的大小随时都在变化。超临界余热锅炉一般采用直流方式。

工质循环方式的选择取决于技术和经济等多方面的考虑。卧式自然循环 HRSG 具有一些优点:①操作容易,且对余热介质热波动的适应性和自平衡能力都较强;②由于不依靠循环泵,可靠性较高;③垂直管束结垢情况比水平管束均匀,不易造成塑性形变和故障,同时缓解了因结垢太多而使 HRSG 性能下降情况的发生。而立式强制循环余热锅炉则具有占地面积小、启动时间短等优点。

### 2.3.2 有机工质余热锅炉的主要特点

#### 1) 传热面

因有机工质 HRSG 的进口余热烟气温度比较低,烟气的放热以对流换热形式为主,其辐射换热可以忽略不计。为了提高传热效果,实现在不增加余热锅炉外形尺寸的情况下增大余热锅炉的有效对流换热面积,提高余热锅炉的紧凑性,在烟气比较清洁时,余热锅炉中都使用翅片管强化传热。常用翅片管是将钢板翅片用高频焊接方式焊接于钢管上制成的传热管,根据翅片形状的不同分为开口螺旋翅片(serrated fin)和整体翅片(solid fin),见图 2.16。

采用翅片管属于增加换热面积强化换热方式,翅片效率受翅片的形式、高度、材质、厚度及与基管间连接方式的影响,翅片管总效率还与翅片密度有关。翅片过密不仅会导致翅片管总效率下降,而且会增加烟气流动阻力,加大加压风机的电耗,此外,余热锅炉内的积灰现象也会随翅片密度的增大而加重。因此,翅片的形式、高度和密度等参数需经整体考虑确定。

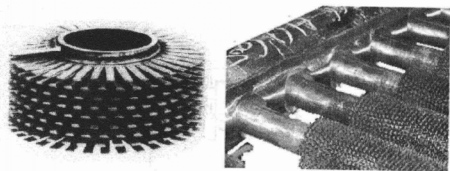


图 2.16 开口型的螺旋翅片及其组成的受热面管

一般而言,余热锅炉过热段烟气温度相对较高,过热段传热管束布置的横向节距可比其他受热面大,同时翅片密度也可采用较低值,以减小烟气侧流动压损。

立式 HRSG 蒸发段的传热管束通常是每二三排一组并联焊接在上、下或前、后两端的混合集箱间,气液混合物由上集箱经导出管进汽包(气液分离装置),混合物在汽包(气液分离装置)中进行气液分离,分离后的工质液体经下降管返回下集箱,蒸气则进入过热器进行过热。

为了避免在低负荷时预热段(省煤器)里发生沸腾,在额定负荷下预热段出口工质状态常设计为处于欠焓或蒸发压力下的饱和液体状态。

## 2) 余热锅炉内风压分布及风机布置方式

研究和控制余热锅炉里的风压分布,可有效降低余热锅炉中烟气和灰尘的外漏;减少对环境的污染及热量漏损,或者防止发生因外界冷空气吸入引起余热烟气温度急剧降低,严重影响系统的正常运行。这里根据黏性流体总流的伯努利方程分析推导余热锅炉里烟气的压力分布规律。

按余热锅炉烟气侧加压风机布置方式的不同,加压风机的布置可分为单风机布置方式和双风机布置方式。

单风机布置方式按加压风机布置位置与余热锅炉的相对位置关系,又可分为吸入式和压入式,如图 2.17 和图 2.18 所示。

当采用单风机压入式布置时,假定在工艺排放口余热烟气的压力与外界大气压力平衡,根据黏性流体总流的伯努利方程,有

$$p_x = \Delta p_{\text{venti}} - \Delta p_{\text{fi-x}} - \rho_w g h_x - (\rho_k - \rho_w) g h_i - \frac{v_x^2}{2} \quad (2.43)$$

$$\Delta p_{\text{venti}} = \Delta p_{\text{fall}} - (\rho_k - \rho_w) g (h_{\text{out}} - h_i) + \frac{v_{\text{out}}^2}{2} \quad (2.44)$$

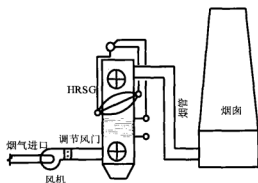


图 2.17 压入式布置

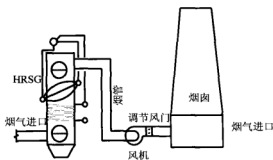


图 2.18 吸入式布置

式中， $h_i$  为余热烟气进口处高度，m； $h_x$  为余热锅炉中某考察点的高度，m； $h_{out}$  为烟气经余热锅炉后的最终排放处高度，m； $\rho_w$  为烟气的密度， $\text{kg/m}^3$ ； $\rho_k$  为周围大气的密度， $\text{kg/m}^3$ ； $v_x$  及  $v_{out}$  分别为锅炉中某处烟气的流速及最终排放速度，m/s； $\Delta p_{fi-x}$  为烟气从入口到锅炉中考察点的流动阻力，Pa； $\Delta p_{fall}$  为烟气从入口到最终排放点的总流动阻力，Pa； $\Delta p_{venti}$  为加压风机的压头，Pa； $p_x$  为锅炉中考察点的静压力，Pa。

由式(2.43)、式(2.44)可得

$$\begin{aligned}
 p_x &= (\Delta p_{fall} - \Delta p_{fi-x}) - \rho_w g h_x - (\rho_k - \rho_w) g h_{out} + \left( \frac{v_{out}^2}{2} - \frac{v_x^2}{2} \right) \\
 &= \Delta p_{fx-out} - (\rho_k - \rho_w) g (h_{out} - h_x) - \rho_k g h_x + \left( \frac{v_{out}^2}{2} - \frac{v_x^2}{2} \right)
 \end{aligned} \quad (2.45)$$

该点与对应高度处外界大气的相对压差为

$$\Delta p_x = \Delta p_{\text{fx-out}} - (\rho_k - \rho_w)g(h_{\text{out}} - h_x) + \left( \frac{v_{\text{out}}^2}{2} - \frac{v_x^2}{2} \right) \quad (2.46)$$

式中,  $\Delta p_{\text{fx-out}}$  为烟气在余热锅炉中从考察点到最终排放口流动过程阻力损失;  
 $(\rho_k - \rho_w)g(h_{\text{out}} - h_x)$  为锅炉中从考察点到排烟出口间垂直高度所产生的自生通  
 风力, 这一项通常比锅炉中该部分对应的流动阻力小, 即

$$\Delta p_{\text{fx-out}} > (\rho_k - \rho_w)g(h_{\text{out}} - h_x) \quad (2.47)$$

由式(2.46)、式(2.47)可见, 当采用单风机压入式布置时, 余热锅炉中各处都  
 处于大于该高度处的外界大气压力的正压状态, 烟气及灰尘容易外漏, 热量漏损  
 增加, 同时对周围空气及环境会造成污染。

同理, 在采用单风机吸入式布置时, 余热锅炉中的静压分布为

$$p_x = -\Delta p_{\text{fi-x}} - \rho_w g h_x - (\rho_k - \rho_w)g h_1 - \frac{v_x^2}{2} \quad (2.48)$$

该点与对应高度处外界大气的相对压差为

$$\Delta p_x = -\Delta p_{\text{fi-x}} - (\rho_k - \rho_w)g h_1 - \frac{v_x^2}{2} \quad (2.49)$$

由式(2.49)可知, 采用单风机吸入式布置时, 锅炉中各处都处于低于该高度处  
 外界大气压力的负压状态, 容易导致外界冷空气漏入, 引起余热烟气温度降低,  
 影响锅炉的正常运行。

加压风机双风机布置方式如图 2.19 所示。

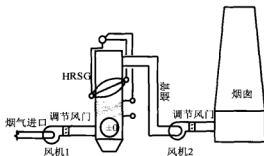


图 2.19 双风机布置

同理, 在采用双风机布置方式时, 余热锅炉中的静压分布为

$$p_x = \Delta p_{\text{ventil}} - \Delta p_{\text{fi-x}} - \rho_w g h_x - (\rho_k - \rho_w) g h_1 - \frac{v_x^2}{2} \quad (2.50)$$

因

$$\Delta p_{\text{venti}} = \Delta p_{\text{ventil}} + \Delta p_{\text{venti2}} \quad (2.51)$$

经比较, 容易得出三种加压风机布置方式余热锅炉内压力分布规律

$$p_{x,\text{压入式}} > p_{x,\text{双风机}} > p_{x,\text{吸入式}}$$

经推导, 可得出双风机布置时余热锅炉内的静压分布

$$p_x = \Delta p_{\text{fx-out}} - \rho_w g h_x - (\rho_k - \rho_w) g (h_{\text{out}} - h_x) + \left( \frac{v_{\text{out}}^2}{2} - \frac{v_x^2}{2} \right) - \Delta p_{\text{venti2}} \quad (2.52)$$

该点与对应处外界大气的相对压差为

$$\Delta p_x = \Delta p_{\text{fx-out}} - (\rho_k - \rho_w) g (h_{\text{out}} - h_x) + \left( \frac{v_{\text{out}}^2}{2} - \frac{v_x^2}{2} \right) - \Delta p_{\text{venti2}} \quad (2.53)$$

由式(2.53)可以看出, 当采用双风机布置时, 可通过调节两风机的风量、压头及管路上风量调节阀的开度, 便能比较准确地控制余热锅炉内压力, 使其达到与外界压力保持一致, 从而避免了单风机系统的缺点。

### 3) 绝热与保温

为了减少烟气的对外散热, 需要在锅炉本体内部或外部敷设绝热材料。绝热材料敷设于内部时, 炉墙的温度较低, 即使在烟气温度较高的上游侧也可用普通碳钢材料, 而且锅炉本体的热膨胀也可得到有效抑制, 有利于简化支承结构; 在外表面敷设绝热材料可使保温施工简单, 但必须考虑炉墙的热膨胀问题。外保温材料通常用硅酸铝耐火纤维板保温。

## 2.4 有机工质余热锅炉的一般热力特性

### 1) 对流换热的传热方式

一般工业低温烟气余热的温度大多在 350℃ 以下, 在这样的温度下整个余热锅炉烟气侧的传热主要以对流换热方式进行, 其辐射换热量可以忽略不计。此外, 传热环节的热阻主要在烟气侧。因此, 降低烟气侧对流换热热阻是低温余热回收强化传热关键。

### 2) 余热(烟气)/工质大流量比

与普通蒸汽锅炉相比,低温余热有机 HRSG 所需烟气流量较大。同时,由于烟气的温度和流速很不均匀,易导致余热锅炉受热面的不均衡受热,在自然循环锅炉里,容易造成蒸发段管束中流动的不均衡和不稳定。

### 3) 气温特性

在设计常规蒸汽锅炉时,只要合理布置对流和辐射受热面的面积,便可在较大的负荷范围内获得平稳的气温特性。但对低温余热锅炉而言,由于受上游工艺过程的制约,余热介质排放的温度、流量甚至成分都处于不断波动的不稳定状态,导致低温余热有机 HRSG 出口气温具有波动的特点。为了获得相对稳定的气温特性,需采取在烟气余热温度变化时调节烟气流量等措施。

## 2.5 低温余热发电有机朗肯循环系统的冷端形式

按进凝汽器的冷却介质为水或空气的不同,将冷端形式分为如图 2.20 和图 2.21 所示的水冷及风冷两种方式。水冷方式具有冷却水温度较低,在凝汽器中换热系数较高,可使动力循环在比较低的凝结温度下运行,同时凝汽器的传热面积也不会太大等优点,但需要增加冷却塔、冷却水循环泵及相关管道、配件等辅助设施。而风冷方式虽然系统简单,但具有所需换热面积较大、冷却塔风机耗电量较大和噪声较高等缺点。因此,需要经过具体的技术、经济计算和比较后才能确定采用哪一种冷端形式。

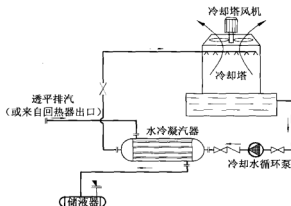


图 2.20 水冷冷端

一般在相对湿度比较低的气候温和地区,干燥空气比较利于冷却塔里循环水的冷却降温,此时冷端采用水冷系统的经济性能较好。值得一提的是,在一些气候十分寒冷的地区,尤其在冬季,室外气温很低,冷端采用水冷方式时冷却水便



有结冰的危险；然而有机工质的凝固点一般很低，此时冷端适合采用直接风冷方式，可尽量降低凝结温度，使有机朗肯循环能最大限度地利用余热热源与寒冷季节环境冷源间的温差。

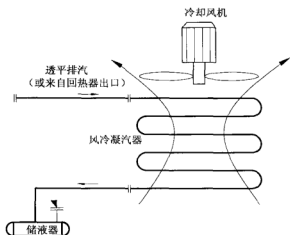


图 2.21 风冷冷端

## 2.6 低温余热发电有机朗肯循环焓分析

### 2.6.1 焓损失分布

如图 2.4 所示，低温余热发电有机朗肯循环过程中焓损失的分布如下。

(1) 工质加压过程 1-2。

近似将泵加压看成可逆绝热过程时，有

$$I_{1-2} \approx 0$$

(2) 回热过程 2-3、5-6，有

$$I_{\text{INT}} = I_{2-3} \approx m_{\text{wf}} T_{\text{surr}} [(s_3 - s_2) - (s_5 - s_6)] \quad (2.54)$$

(3) 余热锅炉中的流动、加热过程 3-4，有

$$I_{\text{HRSG}} = I_{3-4} = (ex_{\text{in}} + m_{\text{H}} \bar{v} \Delta p_{\text{HRSG}} - ex_{\text{out}}) - m_{\text{wf}} [h_4 - h_3 - T_{\text{surr}} (s_4 - s_3)] \quad (2.55)$$

式中， $ex_{\text{in}}$  为余热锅炉进口处烟气的焓值，W； $ex_{\text{out}}$  为余热烟气最终排放剩余的焓值，W； $m_{\text{H}}$  为余热流的质量流量，kg/s； $\bar{v}$  为余热锅炉中烟气的平均比体积，

$\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $\Delta p_{\text{HRSG}}$  为余热锅炉中烟气侧总阻力, Pa;  $m_{\text{wf}}$  为工质的质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $I$  为烟损, W。

此外, 余热锅炉中烟损也可表示为温差传热烟损与压力烟损之和, 即

$$I_{\text{HRSG}} = I_{3-4} = I_{\text{HRSG}}^{\Delta T} + I_{\text{HRSG}}^{\Delta p}$$

(4) 透平中膨胀做功过程 4-5, 有

$$I_{\text{TURB}} = I_{4-5} = m_{\text{wf}} \left( \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \left[ h_4 - h_5 - T_{\text{surr}} (s_4 - s_5) \right] \quad (2.56)$$

(5) 冷凝过程 6-1, 有

$$I_{\text{COND}} = I_{6-1} = m_{\text{wf}} \left[ h_6 - h_1 - T_{\text{surr}} (s_6 - s_1) \right] \quad (2.57)$$

(6) 烟气最终排至环境的烟损失为

$$I_{\text{EXIT}} = ex_{\text{out}} = m_{\text{H}} C_{\text{pH}} \left[ (T_{\text{py}} - T_{\text{surr}}) - T_{\text{surr}} \ln \frac{T_{\text{py}}}{T_{\text{surr}}} \right] \quad (2.58)$$

式中,  $T_{\text{py}}$  为余热(烟气)的最终排放温度, K。

(7) 冷却水管路阻力导致的烟损  $I_{\text{CLWF}}$ 。

(8) 冷却塔通风阻力导致的烟损  $I_{\text{DRAFT}}$ 。

可得系统总烟损

$$I_{\text{sys}} = I_{1-2} + I_{\text{INT}} + I_{\text{HRSG}} + I_{\text{TURB}} + I_{\text{COND}} + I_{\text{EXIT}} + I_{\text{CLWF}} + I_{\text{DRAFT}} \quad (2.59)$$

## 2.6.2 烟效率

有机朗肯循环的烟效率为

$$\eta_{\text{ex,cycle}} = \frac{W_{\text{sys}}}{ex_{\text{in}}} \quad (2.60)$$

式中,  $W_{\text{sys}}$  为系统净输出功率, W。

考察如图 2.8 所示的不带回热措施的有机朗肯循环

$$\eta_{\text{ex,cycle}} \approx \frac{W_{\text{T}} - W_{\text{P}}}{ex_{\text{in}}} \frac{ex_4 - ex_5}{ex_4 - ex_5} \quad (2.61)$$

$$= \frac{W_T - W_P}{ex_4 - ex_5} \frac{ex_4 - ex_5}{ex_{in}} \quad (2.62)$$

又

$$\begin{aligned} ex_4 - ex_5 &= (ex_4 - ex_2) - (ex_5 - ex_2) \\ &= (ex_4 - ex_2) - (H_5 - H_2) + T_0(S_5 - S_2) \end{aligned} \quad (2.63)$$

当忽略工质在凝汽器中的流动阻力损失时,有

$$S_5 - S_2 = \int_2^5 \frac{\delta Q}{T} \quad (2.64)$$

忽略工质在加压泵前后的温度变化,同时,因在冷凝过程中透平排气的定温凝结潜热占极大比例,可作以下近似:

$$S_5 - S_2 \approx \frac{H_5 - H_2}{T_{\text{cond}}} \quad (2.65)$$

因此

$$ex_4 - ex_5 = (ex_4 - ex_2) - (H_5 - H_2) + \frac{T_0}{T_{\text{cond}}}(H_5 - H_2) \quad (2.66)$$

一般低温余热有机朗肯循环的凝结温度  $T_{\text{cond}}$  与环境温度  $T_0$  之间相差较小,即  $\frac{T_0}{T_{\text{cond}}} \approx 1$ 。

因此

$$ex_4 - ex_5 \approx ex_4 - ex_2 \quad (2.67)$$

由式(2.67)可知,虽然凝汽器的散热量很大,但其焓损却很小。

$$\eta_{\text{ex,cycle}} \approx \frac{W_T - W_P}{ex_4 - ex_5} \frac{ex_4 - ex_2}{ex_{in}} \quad (2.68)$$

又因  $W_P \ll W_T$ , 所以

$$\eta_{\text{ex,cycle}} \approx \eta_{\text{ex,turbine}} \eta_{\text{ex,boiler}} \quad (2.69)$$

由式(2.69)可知,低温余热发电有机朗肯循环的炯效率主要取决于透平膨胀机及余热锅炉的炯效率,提高整个动力循环炯效率的关键环节是减少余热锅炉及有机透平内的炯损失。

## 第3章 有机朗肯循环工质的选择及物性

工质的物性对动力循环的性能影响较大,有机工质的选择和物性研究是低温余热发电有机朗肯循环技术研究必需的基础和重要内容。目前,国际上对水蒸气朗肯循环所使用的工质-水的物性计算方法进行了系统和深入的研究,制定了水的物性计算国际统一标准,如1967年国际公式化委员会通过 IFC-67 水和水蒸气热力性质计算公式及最新通过的国际标准 IAPWS-IF97,在国际范围内规范了水的物性计算方法。但对于有机工质,尤其是很多新研制的工质,对其物性的研究尚不深入,更无统一的国际标准可循。

### 3.1 有机朗肯循环工质的选择原则

有机工质大致可按两种方法进行分类:①人工合成工质与天然工质;②纯工质与混合工质。纯工质可分为卤代烃(氟利昂族)、碳氢化合物制冷剂、有机氧化物和环状有机化合物;混合工质可分为非共沸混合工质、近共沸混合工质及共沸混合工质。

低温余热发电有机朗肯循环工质的选择一般应从以下几个方面考虑。

(1) 环保性能。很多有机工质都具有不同程度的大气臭氧破坏能力和温室效应,应尽量选用无臭氧破坏能力和温室效应低的工质,如 HFC 类、HC 类和 FC 类碳氢化合物或其卤代烃。


氟氯烃(CFCs)对大气臭氧层破坏作用的研究始于1974年,美国两位科学家 Molina 和 Rowland 发表了一篇氟氯烃与大气同温层臭氧含量的减少有主要关系的论文。这观点一经提出,迅速引起各国学术界和政府部门的重视。1976年联合国环境规划署(UNEP)理事会成立了专门调查委员会,调查氟氯烃对大气臭氧层的破坏问题,经过10余年的验证,特别是1982年在南极考察发现因臭氧的破坏而形成的空洞以后,多国专家的意见趋于一致。随后便从学术讨论阶段转入国际立法阶段。1985年3月,日本、美国等28个国家和地区在维也纳召开会议,肯定了CFCs进入臭氧层后,在紫外线照射下的氯、溴离子与臭氧分子发生链式反应,从而破坏臭氧层,接着签署了维也纳《保护臭氧层维也纳公约》。1987年9月又制定了《蒙特利尔破坏臭氧层物质管制议定书》(以下简称《议定书》),规定了受控物质的范围、限制的进程等,并于1989年1月1日生效。1990年6月日本、美国等在伦敦召开了缔约国第二次会议,对《议定书》进行了修正,并通过了《蒙

特利尔议定书修正案》。我国政府于 1991 年 5 月 1 日正式加入《议定书》伦敦修正案,并于 1992 年 8 月 10 日正式生效,拉开了我国政府全面保护大气臭氧层的序幕。由于具有较大的臭氧破坏能力, CFCs 和 HCFCs 类工质已经被国际公约为禁用或逐渐淘汰产品<sup>[33,88]</sup>。

有机工质可能造成的另一种环境危害是温室效应。一些气体排放到大气环境中时,便吸收太阳辐射热量,导致大气层温度不断升高,这类物质统称为温室气体。温室气体的排放越来越引起国际社会的高度关注,很多具有较大温室效应的物质已被列入禁用或逐渐淘汰产品目录。特别值得一提的是,目前学术界普遍存在一种观点:对于封闭的制冷循环或动力循环系统而言,间接温室效应占主要因素,更应从能源转换效率和使用全过程对环境造成的总影响的角度来考察工质的选择,即以总当量温室效应作为评价标准<sup>[89~91]</sup>。

工质的臭氧破坏能力用臭氧耗损潜值(ozone depletion potential, ODP)来表征,并以制冷剂 R11 的 ODP=1 为基准,其他物质的 ODP 以其与 R11 臭氧耗损潜值的相对值来表示;工质的温室效应一般用全球变暖潜值(global warming potential, GWP)来表征,并以 CO<sub>2</sub> 的 GWP=1 为基准,其他物质的 GWP 以其与 CO<sub>2</sub> 全球变暖潜值的相对值来表示。工质的 GWP 与三个因素有关:①在大气中的寿命;②吸收红外辐射的能力;③与 CO<sub>2</sub> 相比的时间区间框架,一般均将时间区间设定为 100 年。全球变暖潜值用 GWP<sub>100</sub> 表示,表 3.1 是一些有机工质的臭氧耗损潜值和全球变暖潜值<sup>[92~100]</sup>。

表 3.1 一些有机工质的 ODP 和 GWP<sub>100</sub> 值

工质	化学结构式	中文名称	ODP	GWP <sub>100</sub>	安全性
R41	CH <sub>3</sub> -F	氟甲烷	0	97	
R125	CF <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub>	五氟乙烷	0	2800	A1
R218	CF <sub>3</sub> -CF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	八氟丙烷	0	8600	A1
R143a	CF <sub>3</sub> -CH <sub>3</sub>	1,1,1-三氟乙烷	0	3800	A2
R32	CH <sub>2</sub> -F <sub>2</sub>	二氟甲烷	0	650	A2
R1270	CH <sub>2</sub> -CH=CH <sub>2</sub>	丙烯	0	20	
R290	CH <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub>	丙烷	0	11	A3
R134a	CF <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> F	1,1,1,2-四氟乙烷	0	1200	A1
R227ea	CF <sub>3</sub> -CHF-CF <sub>3</sub>	七氟丙烷	0	2900	
R161	CH <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> F	氟乙烷	0	12	
R152a	CHF <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub>	1,1-二氟乙烷	0	140	A2
RC270		环丙烷	0		

续表

工质	化学结构式	中文名称	ODP	GWP <sub>100</sub>	安全性
R236fa	$\text{CF}_3-\text{CH}_2-\text{CF}_3$	六氟丙烷	0	6300	
RE170	$\text{CH}_3-\text{O}-\text{CH}_3$	二甲醚	0		
R600a	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\   \\ \text{CH} \\   \\ \text{CH}_3 \end{array}$	异丁烷	0	20	A3
R236ea	$\text{CF}_3-\text{CHF}-\text{CHF}_2$	1,1,1,2,3,3-六氟丙烷	0	710	
R600	$\text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_3$	正丁烷	0	20	A3
R245fa	$\text{CF}_3-\text{CH}_2-\text{CHF}_2$	1,1,1,3,3-五氟丙烷	0	820	
Neo-C <sub>3</sub> H <sub>12</sub>	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\   \\ \text{CH}_3-\text{C}-\text{CH}_3 \\   \\ \text{CH}_3 \end{array}$	2,2-二甲基丙烷	0		
R601a	$\begin{array}{c} \text{CH}_3 \\   \\ \text{CH}_3-\text{CH}-\text{CH}_2-\text{CH}_3 \end{array}$	异戊烷	0		
R601	$\text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_3$	正戊烷	0	11	
n-hexane	$\text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_3$	正己烷	0		

(2) 化学稳定性。有机工质在一定的高温高压条件下会分解,生成物可能对设备材料产生腐蚀,甚至产生爆炸和燃烧,所以要根据余热介质的温度等操作条件来选择合适的循环工质。

(3) 工质的安全性(包括毒性、易燃易爆性和对设备管道的腐蚀性等)。为了避免工质对设备管道造成腐蚀及防止操作不当等导致工质泄漏致使工作人员中毒,应尽量选择无毒性或毒性低、对设备管道无腐蚀的流体。

工质的安全性分类考虑到了毒性与燃烧性危险程度。工质的毒性分 A、B 两大类, A 类属于低毒性, B 类属于高毒性;工质按燃烧性分为 1、2、3 三个等级。不可燃工质属于 1 类,具有中度可燃性工质属于 2 类,具有高度可燃性(即易爆炸)工质属于 3 类。

在对工质的毒性及可燃性的要求上,尚存在一些争议。例如,以德国为代表的一些西方国家建议采用碳氢化合物时,可降低对其毒性及可燃性方面的要求<sup>[101]</sup>。因工质的毒性一般具有瞬时性和局域性,从毒性发挥作用的角度来看,安全性得到保障的程度主要取决于污染物质聚集的浓度和暴露的时间,虽然理论上应尽量选用无毒性或毒性低的工质,但对于封闭的制冷或动力循环系统而言,只要有可靠的技术防范措施,毒性也不会成为选择工质的重要标准。由于工质在运行过程中处于完全与氧气隔绝的状态,没有燃烧及爆炸的可能性,可能发生可燃及爆炸的危险主要在工质泄漏的特殊情况下。在泄漏量不多的情况下,因达不到爆炸极限,也不会发生爆炸。随着科学技术的不断发展,工质的可燃及爆炸危险性将不

再成为一种唯一的排他性评判标准。

(4) 工质的临界参数、正常沸点及凝固温度。因为冷凝温度受环境温度的限制,能调节的范围有限,因此要求工质的临界温度不能太低,否则导致凝结压力太高。为了使工质在循环过程中不凝固、不堵塞管路,工质的凝固温度应小于循环中可能达到的最低温度。

(5) 工质的流动及换热性能。为了减小换热面积和流动阻力,节省投资和降低用于克服流动阻力的功耗,一般尽量选用对流换热系数高、黏度较低的循环工质。

(6) 价格、成本要求。循环工质应尽量廉价、易购买。

### 3.2 纯工质热力性质计算方法

确定热力循环中工质在各状态点的热力参数,可采用查表及计算法两种方法。为了对各循环参数进行优化,以及对一些新工质的循环性能进行快速预测和筛选,一般需要采用状态方程(EOS)方法对工质的热力性质进行计算。状态方程是以热力学模型为基础,结合实验结果得出工质的 PVT 关联式。状态方程法可在直到临界及超临界状态很宽的压力和温度范围内,比较准确地计算和预测工质的热力性质。在计算工质 PVT 性质的基础上,再结合热力学一般关系式,便可计算出其比焓  $h$ 、比熵  $s$  等导出热力参数。

工质的状态方程有很多形式<sup>[89]</sup>,其中具有代表性的有:维里方程(Virial EOS);立方型状态方程,如 van der Waals(VDW)方程、Peng-Robinson(PR)状态方程、Redlick-Kwong(RK)方程、Redlick-Kwong-Soave(RKS)方程、Patel-Tejia(PT)方程、Carnahan-Starling-de Santis(CSD)状态方程等;多参数半经验状态方程,如 Benedict-Webb-Rubin(BWR)方程、Martin-Hou(MH)方程、K.E.Starling 改进的 BWR(BWRS)方程;以及近年来发展起来的 Helmholtz 自由能形式的状态方程等。

总体而言,多参数状态方程由于包含大量需要根据实验数据拟合得出的参数,所以具有较高的计算精度,但其通用性与计算速度也因此受到限制。此外,对于一些新工质,目前能取得的实验数据有限,很难采用这些多参数状态方程进行新工质热力性质的预测、筛选以及循环优化等方面的计算工作。由于工质物性计算模块处于系统性能模拟及优化程序的最底层,在程序执行过程中会被反复大量调用,因此其计算速度与通用性至关重要。

从文献[102]以及后面的大量计算结果可以看出,PR 状态方程计算精度完全可以满足实际工程应用的需要,因此,这里采用通用性较好的 PR 方程作为纯工质及混合工质热力性质的计算模型。

### 3.2.1 PR 状态方程

1976 年 D. Y. Peng 和 D. B. Robinson 在改进 RK 方程的基础上, 提出了二参数状态方程, 该方程的形式如下<sup>[103]</sup>:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{\alpha(T)}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (3.1)$$

式中

$$\alpha(T) = \alpha(T_c)\alpha(T_r, \omega) \quad (3.2)$$

$$\alpha(T_c) = \frac{0.45724R^2T_c^2}{p_c} \quad (3.3)$$

$$b(T) = b(T_c) = \frac{0.07780RT_c}{p_c} \quad (3.4)$$

$$\alpha(T_r, \omega) = \left[ 1 + k(1 - T_r^{0.5}) \right]^2 \quad (3.5)$$

$$k = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (3.6)$$

其中,  $R$  为气体常数,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $p$  为工质压力,  $\text{Pa}$ ;  $T$  为工质温度,  $\text{K}$ ;  $v$  为工质比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $p_c$  为工质临界压力,  $\text{Pa}$ ;  $T_c$  为工质临界温度,  $\text{K}$ ;  $T_r = \frac{T}{T_c}$  为工质无量纲对比温度;  $\omega$  为工质的偏心因子。

$\omega$  表示工质分子的偏心性或其非球形程度, 是流体很重要的物性常数, 其计算公式为

$$\omega = -1 - \lg(p_{\text{ns}})_{T_r=0.7} \quad (3.7)$$

式中,  $(p_{\text{ns}})_{T_r=0.7}$  表示在对比温度  $T_r=0.7$  时工质对应的饱和对比压力。

一些工质的重要物性参数见表 3.2<sup>[92~100]</sup>。

令  $A = \frac{\alpha p}{R^2 T^2}$ ,  $B = \frac{bp}{RT}$ , 显然, PR 状态方程可以化简为压缩因子  $Z(Z = \frac{pv}{RT})$

的下列三次方程:

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-3B^2-2B)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (3.8)$$

在 PR (Peng-Robinson) 状态方程的物理模型中,  $p$  可表示为由分子相互排斥



产生的压力  $p_R$  和分子间相互吸引而产生的压力  $p_A$  之和, 其表达式为

$$p_R = \frac{RT}{v-b} \quad (3.9)$$

$$p_A = -\frac{\alpha(T)}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (3.10)$$

$$p = p_R + p_A \quad (3.11)$$

表 3.2 一些无臭氧破坏能力工质的物性参数

工质	化学结构式	中文名称	临界温度 /K	临界压力/kPa	分子质量/ (kg/kmol)	$\omega$
R41	$\text{CH}_3\text{—F}$	氟甲烷	317.80	5877	34.03	0.1900
R125	$\text{CF}_3\text{—CHF}_2$	五氟乙烷	339.165	3617.5	12.022	0.3035
R218	$\text{CF}_3\text{—CF}_2\text{—CF}_3$	八氟丙烷	345.05	2680	188.03	0.3264
R143a	$\text{CF}_3\text{—CH}_3$	1,1,1-三氟乙烷	346.04	3776	84.041	0.2611
R32	$\text{CH}_2\text{—F}_2$	二氟甲烷	351.26	5782	52.05	0.2728
RE125	$\text{CF}_3\text{—O—CHF}_2$	五氟乙醚	354.49	3350.8	136.027	0.3256
R1270	$\text{CH}_2\text{—CH=CH}_2$	丙烯	365.00	4620	42.081	0.1480
R290	$\text{CH}_3\text{—CH}_2\text{—CH}_3$	丙烷	369.85	4248	44.097	0.1524
R134a	$\text{CF}_3\text{—CH}_2\text{F}$	1,1,1,2-四氟乙烷	374.21	4059	102.03	0.3268
R227ea	$\text{CF}_3\text{—CHF—CF}_3$	七氟丙烷	374.89	2929	170.03	0.3632
R161	$\text{CH}_3\text{—CH}_2\text{F}$	氟乙烷	375.3	5026	48.06	0.238
R152a	$\text{CHF}_2\text{—CH}_3$	1,1-二氟乙烷	386.41	4517	66.051	0.2752
RC270		环丙烷	397.80	5492	42.081	0.2640
R236fa	$\text{CF}_3\text{—CH}_2\text{—CF}_3$	六氟丙烷	398.07	3200	152.04	0.3772
RE170	$\text{CH}_3\text{—O—CH}_3$	甲醚	400.00	5370	46.096	0.1920
R600a		异丁烷	407.85	3640	58.124	0.1853
R236ea	$\text{CF}_3\text{—CHF—CHF}_2$	1,1,1,2,3,3-六氟丙烷	412.44	3502	152.05	0.3794
R600	$\text{CH}_3\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_3$	正丁烷	425.16	3796	58.124	0.1995
R245fa	$\text{CF}_3\text{—CH}_2\text{—CHF}_2$	1,1,1,3,3-五氟丙烷	427.20	3640	134.05	0.3724
Neo-C <sub>3</sub> H <sub>12</sub>		2,2-二甲基丙烷	433.80	3202	72.151	0.1970
R601a		异戊烷	460.40	3384	72.151	0.2270
R601	$\text{CH}_3\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_3$	正戊烷	469.60	3374	72.151	0.2510
n-hexane	$\text{CH}_3\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_2\text{—CH}_3$	正己烷	507.40	2969	86.178	0.2690

式(3.10)中的  $\alpha(T)$  主要描述分子间引力对压力的贡献, 在气相区, 分子间引

力项对压力的贡献占主导地位；反之，在液相区，由于分子间的距离比在气态时小得多，故斥力项  $p_R$  对压力的贡献变为主导因素，常数  $b$  便是用来描述分子间斥力对压力的影响。

PR 状态方程与其他状态方程比较具有以下一些优点。

(1) PR 方程是一个既适用于气相也适用于液相的状态方程，其计算气相密度的精度与 RKS 相当，但计算液相密度的精度明显高于 RKS 方程<sup>[103]</sup>。

(2) 该方程只含有两个参数  $\alpha$  和  $b$ ，只需要知道工质的临界参数及偏心因子，便能计算工质所有的热力性质，国际上对物质的临界参数与偏心因子方面的研究已经很成熟，因此该方程便于实际应用。

(3) PR 方程改善了在工质临界点附近的计算精度，对纯工质给出了较为接近实际的临界压缩因子( $Z_c=0.3074013$ )。

### 3.2.2 纯工质导出参数的热力学关系式

逸度  $f$  在实际流体的计算中，特别是溶液和相平衡中有十分重要的作用。按定义，逸度系数  $\phi = \frac{f}{p}$ ，有以下热力学关系式<sup>[103]</sup>：

$$\ln \phi = \int_{p_0 \rightarrow 0}^p (Z-1) d(\ln p)_T \quad (3.12)$$

结合 PR 状态方程可导出  $\phi$  的具体计算式

$$\ln \phi = (Z-1) - \ln(Z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \ln \frac{Z+(1+\sqrt{2})B}{Z+(1-\sqrt{2})B} \quad (3.13)$$

纯工质的比自由能  $a$ 、比焓  $h$ 、比熵  $s$  均采用余函数方程计算。结合热力学一般关系式，可导出以下各余函数方程：

$$\begin{aligned} a_r &= a^* - a = \int_{\infty}^v \left( p - \frac{RT}{v} \right) dv + RT \ln Z \\ &= RT \left[ \ln(Z-B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \ln \frac{Z+(1-\sqrt{2})B}{Z+(1+\sqrt{2})B} \right] \\ s_r &= s^* - s = - \frac{\partial a_r}{\partial T} \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$= -R \ln(Z - B) + \frac{P\beta}{2\sqrt{2}RTB} \ln \frac{Z + (1 - \sqrt{2})B}{Z + (1 + \sqrt{2})B} \quad (3.15)$$

$$h_r = a_r + TS_r + RT(1 - Z) \quad (3.16)$$

式中

$$\beta = \frac{\partial \alpha}{\partial T} = - \frac{0.45724 R^2 T_c k [1 + k(1 - T_r^{0.5})]}{P_c T_r^{0.5}} \quad (3.17)$$

由余函数定义可得

$$s = s^* - s_r \quad (3.18)$$

$$h = h^* - h_r \quad (3.19)$$

式(3.18)、式(3.19)中上标“\*”表示在相同温度、压力下，把流体看成理想气体时相应的各项热力性质。

理想气体的热力性质

$$s_{(p,T)}^* = s_{(p_0,T_0)} + \int_{T_0}^T C_p^0 \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (3.20)$$

$$h_{(p,T)}^* = h_{(p_0,T_0)} + \int_{T_0}^T C_p^0 dT \quad (3.21)$$

式中， $s_{(p_0,T_0)}$ 、 $h_{(p_0,T_0)}$ 分别为在计算基准状态( $p_0, T_0$ )下理想气体的比熵与比焓值。按照ASHRAE惯例，其取值应满足该工质在 $T_0 = 273.15$  K对应的饱和液体的比熵与比焓分别为 $1.0000 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 和 $200 \text{ kJ}/\text{kg}$ 的要求。因此

$$h_{(p_0,T_0)} = 200 - h_r(p_0, T_0) \quad (3.22)$$

$$s_{(p_0,T_0)} = 1 - s_r(p_0, T_0) \quad (3.23)$$

此外， $C_p^0$ 为该工质的理想气体的比定压热容， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，它只与温度有关，一般随温度的升高而增大。其值受分子内能的影响，与分子间的作用力无关，一般利用实验测定的数据拟合成温度的多项式

$$C_p^0 = d_0 + d_1 T + d_2 T^2 + d_3 T^3 \quad (3.24)$$

一些工质理想气体比定压热容计算式中各常数见表 3.3<sup>[92-95, 104-107]</sup>。

表 3.3 一些工质理想气体比定压热容式(3.24)中各常数

工质	$d_0$	$d_1/10^2$	$d_2/10^4$	$d_3/10^6$
R41	13.82481	8.616434	-2.07079	-0.00198
R125	36.57286	20.18155	-0.34081	0
R218	-25.0643	67.50754	-5.64046	0.157499
R143a	15.9021	24.58	-1.0006	0.020001
R32	36.7996	-6.31	3.7579	0.32198
RE125	2.860422	40.13048	-2.97263	0.074303
R1270	3.709505	23.45445	-1.16016	0.022048
R290	-4.22448	30.62644	-1.58638	0.032146
R134a	19.6704	25.84	-1.1787	0
R227ea	21.6551	47.69	-3.1545	0
R161	4.345898	21.80067	-1.16561	0.024103
R152a	8.6751	23.80067	-1.457	0.033943
RC270	-35.2403	38.13337	-2.88136	0.090351
R236fa	53.4663	22.81	0.353	0
RE170	17.01516	17.90694	-0.52335	-0.00192
R600a	-1.39002	38.47251	-1.84596	0.028952
R236ea	-17.7851	55.92267	-4.38609	0.11914
R600	9.487289	33.13015	-1.10825	-0.00282
R245fa	-39.0996	72.23	-6.5164	0
Neo-C5H12	-16.5923	55.51697	-3.30632	0.076325
R601a	-9.52497	50.66028	-2.72937	0.057234
R601	-3.62577	48.73435	-2.58032	0.053047
n-hexane	-4.41289	58.19652	-3.11875	0.064937

对于缺乏理想气体比热容实验数据的工质,可采用文献[108]推荐的基团贡献法进行推算。该方法的核心思想是两个基本假设:①基团是构成物质的基本单元,且同种基团在不同物质中对某一物性有相同的贡献值;②物质的某一物性为其构成基团的贡献之和。

理想气体比热容基团贡献法推算公式<sup>[108]</sup>

$$C_{\text{PM}}^{\text{id}} = 4.1868 \left( \sum_i n_i a_i + \sum_i n_i b_i T + \sum_i n_i c_i T^2 + \sum_i n_i d_i T^3 \right) \quad (3.25)$$

式中,  $n_i$  为工质分子中含有基团  $i$  的个数;  $a_i$ 、 $b_i$ 、 $c_i$ 、 $d_i$  为有机化合物基团的贡献值;  $T$  为温度, K;  $C_{pM}^{\text{id}}$  为理想气体比热容, J/(kg·K)。

该比热容推算方法也具有相当的精度, 误差一般在 2% 左右<sup>[108]</sup>。

此外, 实际气体的比定压热容  $C_p$  也是物质的一个很重要的热物性参数, 与理想气体比定压热容不同, 实际气体比定压热容除与工质温度有关外, 还与压力有关。利用 PR 方程及热力学关系式导出实际气体比定压热容的具体计算式

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3.26)$$

结合比焓的余函数方程, 经推导可得

$$C_p = d_0 + d_1 T + d_2 T^2 + d_3 T^3 - \left( \frac{\partial h_r}{\partial T} \right)_p \quad (3.27)$$

式中

$$\left( \frac{\partial h_r}{\partial T} \right)_p = R + \left( \frac{T\beta - \alpha}{v^2 + 2bv - b^2} - P \right)$$

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p + \left( \frac{\partial \beta}{\partial T} \right)_p \frac{T}{2\sqrt{2}b} \ln \frac{v + (1 - \sqrt{2})b}{v + (1 + \sqrt{2})b} \quad (3.28)$$

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{\frac{\beta}{v^2 + 2bv - b^2} - \frac{R}{v - b}}{2\alpha(v + b)} - \frac{RT}{(v^2 + 2bv - b^2)^2 (v - b)^2} \quad (3.29)$$

$$\left( \frac{\partial \beta}{\partial T} \right)_p = \frac{0.45724R^2 k(1 + k)}{2T_r P_c \sqrt{T_r}} \quad (3.30)$$

式中,  $\alpha$ 、 $b$ 、 $k$  的计算式见式(3.2)、式(3.4)、式(3.6);  $\beta$  的计算式见式(3.17)。

当纯工质的压力超过其临界压力  $p_c$  时, 工质的比定压热容并非随温度呈单调上升或下降的变化趋势, 而是先随温度的升高而增大, 在某一特定温度下达到最大值, 随后又随着温度的升高而减小, 最后接近一常数。即是说在比定压热容随温度变化的关系曲线上存在一个峰值点。在热力学上通常把超临界压力下工质比定压热容峰值点处的温度称为拟临界温度, 拟临界点的计算对研究超临界流体的换热过程十分重要<sup>[109]</sup>。

按热力学定义, 显然在拟临界温度处存在

$$\left(\frac{\partial C_p}{\partial \tau}\right)_p = 0 \quad (3.31)$$

式中,  $\tau = \frac{T_c}{T}$ 。

显然,可直接用式(3.31)来计算工质的拟临界温度,但数值计算过程比较麻烦。

采用简单的黄金分割最优化算法<sup>[110]</sup>直接求取比定压热容的最大值点,便可求出拟临界温度值。

拟临界温度的迭代初值设置为  $T_{p0} = \frac{p}{p_c} T_c$ , 采用最优化算法求取超临界压力下

下工质的拟临界温度,具有稳定收敛、计算速度较快的优点。

表 3.4~表 3.6 为采用黄金分割最优化算法,分别对有机工质 R134a、R290、R245fa 在不同的超临界压力下的拟临界温度进行计算得出的结果。

表 3.4 R134a 在不同超临界压力下的拟临界温度计算结果

压力/kPa	4100	4500	4800	5000
拟临界温度/K	374.75	379.48	382.63	384.65

表 3.5 R290 在不同超临界压力下的拟临界温度计算结果

压力/kPa	4500	5000	5500	5800
拟临界温度/K	373.14	379.06	384.31	387.27

表 3.6 R245fa 在不同超临界压力下的拟临界温度计算结果

压力/kPa	3700	4000	4500	5000
拟临界温度/K	428.14	432.50	438.95	444.68

### 3.2.3 PR 状态方程求解及气液相平衡计算

#### 1. PR 状态方程求解

在工质所处状态的压力  $p$  和温度  $T$  均为已知的条件下, PR 方程式(3.8)是压缩因子  $Z$  的一元三次方程,在复数范围内有三个根,即

$$Z_1 = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} \quad (3.32)$$

$$Z_2 = \omega_1 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} + \omega_2 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} \quad (3.33)$$

$$Z_3 = \omega_2 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} + \omega_1 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} \quad (3.34)$$

式中,  $p = c_2 - \frac{c_1^2}{3}$ ;  $\omega_1 = \frac{-1 + \sqrt{3}i}{2}$ ;  $\omega_2 = \frac{-1 - \sqrt{3}i}{2}$ ;  $c_1 = B - 1$ ;  $c_2 = A - 3B^2 - 2B$ ;  
 $c_3 = B^3 + B^2 - AB$ ;  $q = \frac{2}{27}c_1^3 - \frac{c_1c_2}{3} + c_3$ 。

令判别式  $D = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}$ , 由一元三次方程的卡丹定理可得出其三个根的情况及其代表的物理意义, 详见表 3.7。

表 3.7 方程(3.8)根的情况及其物理意义

D 值	方程式(3.8)三个根的情况	对应的物理意义
$D > 0$	有一个实数根, 两个共轭虚根	实根对应于单相的气态(或液态)压缩因子
$D = 0$	有三个实数根, 其中两根相等	对应于气、液两相, 最大值根为气相压缩因子, 最小值根为液相压缩因子
$D < 0$	三个互不相等的实数根	对应于气、液两相, 最大值根为气相压缩因子, 最小值根为液相压缩因子, 中间值根没有物理意义

## 2. 纯工质气液相平衡计算

在进行热力循环计算时, 最关键的是计算工质在气液平衡饱和状态的热力性质。纯工质在气、液平衡区, 其压力和温度间呈一一映射的单值函数关系, 因此, 对于很多工质都有一些半经验半理论的饱和态性质专用方程。例如, 饱和蒸气压方程、饱和液体密度方程等。但这些方程没有通用性, 对于不同的工质其表达式也千差万别, 这就阻碍了利用计算机同时对很多工质的气液相平衡进行计算。为了使程序具有通用性及简洁性, 仍从 PR 状态方程出发计算纯工质的饱和性质。

根据热力学相平衡理论, 当纯工质处于气液相平衡饱和状态时, 其气、液两相应满足热平衡、力平衡和相平衡三个条件。相平衡条件对于纯工质即是气液两相的逸度应相等, 其物理控制方程为

$$p^l = p^v \quad (3.35)$$

$$T^l = T^v \quad (3.36)$$

$$\phi^l = \phi^v \quad (3.37)$$

在系统的压力  $p$  (或温度  $T$ ) 为已知的条件下, 求解气液相平衡问题即是对方程 (3.37) 的求解。

采用 PR 状态方程计算 R152a、R32、R134a、R125、R290、R143a、R600、R600a 等 20 种纯有机工质的饱和压力、气相密度和液相密度,表 3.8~表 3.17 列出了部分主要纯有机工质的计算结果。

表 3.8 R152a 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	690.45	690.30	0.02
35	794.58	795.02	0.06
40	910.10	911.34	0.14
45	1037.80	1040.05	0.22
50	1178.40	1181.99	0.30
55	1332.90	1338.00	0.38
60	1502.01	1508.97	0.46
65	1686.70	1695.81	0.54
70	1888.00	1899.46	0.61
75	2106.80	2120.89	0.67
80	2344.30	2361.09	0.72
85	2601.80	2621.12	0.74
90	2880.50	2902.03	0.75
95	3182.10	3204.96	0.72
100	3508.40	3531.07	0.65
105	3861.9	3881.56	0.51
110	4246.1	4257.7	0.27

表 3.9 R32 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	1927.50	1944.59	0.89
35	2189.80	2210.41	0.94
40	2478.30	2502.56	0.98
45	2794.80	2822.7	1.00
50	3141.20	3172.57	1.00
55	3519.90	3553.97	0.97
60	3933.20	3968.77	0.90
65	4384.30	4418.94	0.79
70	4876.80	4906.52	0.61
75	5416.80	5433.67	0.318



表 3.10 R134a 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	770.20	769.23	0.13
35	887.00	886.54	0.05
40	1016.60	1016.93	0.03
45	1159.90	1161.32	0.12
50	1317.90	1320.69	0.21
55	1491.50	1496.02	0.30
60	1681.80	1688.35	0.39
65	1889.80	1898.76	0.47
70	2116.80	2128.34	0.55
75	2364.10	2378.27	0.60
80	2633.20	2649.74	0.63
85	2925.80	2944.02	0.62
90	3244.20	3262.41	0.56
95	3591.20	3606.30	0.42
100	3972.40	3977.13	0.12

表 3.11 R125 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	1568.05	1573.11	0.32
35	1777.68	1785.00	0.41
40	2007.90	2017.65	0.49
45	2260.31	2272.40	0.53
50	2536.72	2550.67	0.55
55	2839.36	2853.91	0.51
60	3171.16	3183.67	0.39
65	3537.37	3541.57	0.12

表 3.12 R290 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	1080.66	1079.02	0.15
35	1219.84	1218.82	0.08
40	1371.55	1371.54	0.00
45	1536.45	1537.89	0.09
50	1715.21	1718.63	0.20
55	1908.53	1914.51	0.31
60	2117.22	2126.31	0.43
65	2342.19	2354.83	0.54
70	2584.54	2600.89	0.63
75	2845.67	2865.35	0.69
80	3127.38	3149.08	0.69
85	3431.98	3452.99	0.61
90	3762.19	3778.02	0.42
95	4119.45	4125.13	0.14

表 3.13 R143a 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
27	1324.46	1336.62	0.92
32	1503.23	1518.04	0.99
37	1699.53	1717.26	1.04
42	1914.57	1935.40	1.09
47	2149.71	2173.60	1.119
52	2406.44	2433.09	1.11
57	2686.54	2715.10	1.06
62	2992.21	3020.95	0.96
67	3326.44	3352.02	0.77
72	3694.69	3709.74	0.41

表 3.14 R600 饱和压力及其偏差

温 度/℃	饱和压力/kPa <sup>[89]</sup>	本计算的饱和压力/kPa	偏 差/%
30	405.72	402.67	0.75
40	532.26	528.94	0.62
50	685.75	682.82	0.43
60	869.48	867.86	0.19
70	1086.96	1087.8	0.08
80	1342.01	1346.54	0.34
90	1638.97	1648.17	0.56
100	1982.89	1997	0.71
110	2379.94	2397.58	0.74
120	2837.56	2854.73	0.61
130	3362.67	3373.58	0.32

表 3.15 R134a 饱和气相密度及其偏差

温 度/℃	饱和气相密度/(kg/m <sup>3</sup> ) <sup>[89]</sup>	本计算的饱和气相密度 (kg/m <sup>3</sup> )	偏 差/%
30	37.535	36.817	1.91
35	43.416	42.616	1.84
40	50.085	49.213	1.74
45	57.657	56.723	1.62
50	66.272	65.292	1.48
55	76.104	75.102	1.32
60	87.379	86.384	1.14
65	100.398	99.443	0.95
70	115.572	114.700	0.75
75	133.494	132.736	0.57
80	155.078	154.440	0.41
85	181.852	181.269	0.32
90	216.758	215.930	0.38
95	267.125	264.838	0.86

表 3.16 R125 饱和气相密度及其偏差

温 度/℃	饱和气体密度/(kg/m <sup>3</sup> ) <sup>[89]</sup>	本计算的饱和气体密度	偏 差/%
		/(kg/m <sup>3</sup> )	
30	104.756	105.562	0.77
35	121.697	123.117	1.17
40	141.777	144.011	1.58
45	166.337	169.318	1.98
50	196.206	200.804	2.34
55	235.561	241.758	2.63
60	291.836	299.988	2.79
65	396.232	412.463	4.10

表 3.17 R143a 饱和气相密度及其偏差

温 度/℃	饱和气体密度/(kg/m <sup>3</sup> ) <sup>[89]</sup>	本计算的饱和气体密度	偏 差/%
		/(kg/m <sup>3</sup> )	
27	58.681	59.902	2.08
32	67.587	69.266	2.48
37	77.848	80.131	2.93
42	89.779	92.857	3.43
47	103.84	107.938	3.95
52	120.745	126.132	4.46
57	141.734	148.686	4.90
62	169.305	177.929	5.09
67	210.146	219.452	4.43

注：偏差计算式为  $\frac{\text{参考文献值} - \text{计算值}}{\text{参考文献值}} \times 100\%$ 。

从计算结果可以看出，采用 PR 状态方程计算纯有机工质热力性质时，误差在 5%之内，完全满足工程计算的精度要求。

### 3.3 混合工质热力性质计算方法

混合工质的性能可随着组元及配比的不同得到“调和”，能更好地实现换热设备中冷、热流体间温差的匹配，减少由温差传热引起的不可逆熵增(或炯损)。制冷与热泵行业对用混合工质作为 R22 优良替代工质的研究也表明，混合工质是极有前途的替代工质<sup>[111]</sup>。从 2.2.3 节分析可知，混合工质适用于冷端采用直接空冷式的低温余热发电有机朗肯循环系统及热电联产的循环系统。

混合工质(或溶液)的物性不仅与组成混合物的组元种类有关，还与各组元所占的份额数(即浓度)有关。混合工质的数量十分庞大，不能单纯依靠实验手段来取得混合工质的热力参数，一般均采用热力学方法进行推算，或根据少量实验数据，再以热力学方法来推算其热力性质。当混合工质处于单相(即气相、液相或超

临界状态)均相状态时,可采用状态方程及对应混合规则,由各纯工质组元的参数来计算状态方程中的相应参数,从而把对混合工质单相区热力性质的计算简化为与纯工质一样的计算。

### 3.3.1 混合工质 PR 状态方程及混合规则

对于均相系混合工质,国际上研究比较成熟的是 PR 状态方程与 van der Waals covolume 混合规则<sup>[103]</sup>

$$p = \frac{R_M T}{V_m - b_m} - \frac{a_m}{V_m(V_m + b_m) + b_m(V_m - b_m)} \quad (3.38)$$

式中,  $R_M = 8314.471 \text{ J/(kmol} \cdot \text{K)}$ , 是通用气体常数。

式(3.38)是关于摩尔比容  $V_m$  的三次方程, 其中下标  $m$  代表混合物的性质。

采用 van der Waals covolume 混合规则

$$a_m = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (x_i, x_j \text{ 为组元 } i, j \text{ 的摩尔组分数}) \quad (3.39)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i a_j} \quad (3.40)$$

$$b_m = \sum_i x_i b_i \quad (3.41)$$

式中,  $k_{ij}$  是组元  $i, j$  间的二元交互作用系数,  $k_{ii} = k_{jj} = 0$ ,  $k_{ij} = k_{ji}$ , 部分工质的  $k_{ij}$  值与温度有关, 一般由混合工质的泡点实验数据按式(3.42)对偏差目标函数求取最小值拟合得到。

$$\min \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{p_{\text{cal}} - p_{\text{exp}}}{p_{\text{exp}}} \right| + \left| \frac{y_{\text{cal}} - y_{\text{exp}}}{y_{\text{exp}}} \right| \quad (3.42)$$

式中,  $p_{\text{cal}}$  与  $p_{\text{exp}}$  分别表示计算所得与实验所测的泡点压力, Pa;  $y_{\text{cal}}$  与  $y_{\text{exp}}$  分别表示计算所得与实验所测的泡点气相摩尔组分。

$$\alpha_i(T_c) = \frac{0.45724 R_M^2 T_{ci}^2}{P_{ci}} \quad (3.43)$$

$$b_i = \frac{0.07780 R_M T_{ci}}{P_{ci}} \quad (3.44)$$

$$\alpha_i = \left[ 1 + k_i (1 - T_{ri}^{0.5}) \right]^2 \quad (3.45)$$

对比温度

$$T_{ri} = \frac{T}{T_{ci}}$$

$$k_i = 0.37464 + 1.54226\omega_i - 0.26992\omega_i^2 \quad (3.46)$$

$$\omega_i = -1 - \lg(P_{ri, \text{sat}})_{T_i} = 0.7 \quad (3.47)$$

$$(Pr_{\text{sat}})_{T_i=0.7} = \frac{(P_{\text{sat}})_{T_i=0.7}}{P_c} \quad (3.48)$$

同理, 令  $A = \frac{\alpha_m P}{R_M^2 T^2}$ ,  $B = \frac{b_m P}{R_M T}$ , 混合工质状态方程也可表示为类似于式(3.8)

关于压缩因子  $Z \left( Z = \frac{PV_m}{R_M T} \right)$  的三次方程。

### 3.3.2 混合工质比摩尔焓、比摩尔熵及组元逸度系数计算

混合物中组元  $i$  的逸度系数  $\phi_i$  的热力学一般关系式<sup>[103]</sup>

$$R_M T \ln \phi_i = \int_V \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial n_i} \right)_{T, V, n_j} - \frac{R_M T}{V} \right] dV - R_M T \ln Z \quad (3.49)$$

经推导, 可得组元  $i$  的逸度系数  $\phi_i$  在 PR 状态方程模型下的具体计算式,

$$\begin{aligned} \ln \phi_i &= \frac{b_i}{b_m} (Z - 1) - \ln(Z - B) \\ &\quad - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \left( \frac{\sum_j x_j a_{ij}}{a_m} - \frac{b_i}{b_m} \right) \ln \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \end{aligned} \quad (3.50)$$

混合工质的比自由能  $a_m$ 、比焓  $h_m$ 、比熵  $s_m$  均采用余函数方程计算。各余函数方程如下:

$$a_{mr} = a_m^* - a_m = R_M T \left[ \ln(Z - B) - \frac{A}{2\sqrt{2}B} \ln \frac{Z + (1 - \sqrt{2})B}{Z + (1 + \sqrt{2})B} \right] \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned}
 s_{mr} &= s_m^* - s_m = -\frac{\partial a_{mr}}{\partial T} \\
 &= -R_M \ln(Z-B) + \frac{p\beta_m}{2\sqrt{2}R_M TB} \ln \frac{Z+(1-\sqrt{2})B}{Z+(1+\sqrt{2})B}
 \end{aligned} \quad (3.52)$$

$$h_{mr} = a_{mr} + TS_{mr} + R_M T(1-Z) \quad (3.53)$$

式中

$$\beta_m = \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j x_i x_j (1 - k_{ij}) \left( \sqrt{\frac{\alpha_i}{\alpha_j}} \beta_j + \sqrt{\frac{\alpha_j}{\alpha_i}} \beta_i \right) \quad (3.54)$$

$$\beta_i = \frac{\partial \alpha_i}{\partial T} = -\frac{0.45724 R_M^2 T_{ci} k_i [1 + k_i (1 - T_{ir}^{0.5})]}{p_c T_r^{0.5}} \quad (3.55)$$

由余函数的定义可得

$$s_m = s_m^* - s_{mr} \quad (3.56)$$

$$h_m = h_m^* - h_{mr} \quad (3.57)$$

式中, 上标 “\*” 表示在同等温度、压力下, 理想气体混合物对应的各项热力性质。

由热力学知, 理想气体的比焓仅是温度  $T$  的单元函数

$$h_m^* = \sum x_i h_i^* \quad (3.58)$$

$$h_i^* = h_{i(p_0, T_0)} + \int_{T_0}^T C_{pi}^0 dT \quad (3.59)$$

理想气体的比焓还与压力  $p$  有关

$$s_m^*(T, p) = \sum x_i s_i^*(T, p_i) \quad (3.60)$$

式中, 组元  $i$  的道尔顿分压力  $p_i = x_i p$ , 代入可得

$$s_i^*(T, p_i) = s_{i(p_0, T_0)} + \int_{T_0}^T \frac{C_{pi}^0}{T} dT - R_M \ln \frac{px_i}{p_0} \quad (3.61)$$

### 3.3.3 混合工质气液相平衡的计算

如前所述,对处于单相状态的混合工质,可利用混合规则将问题转化为与纯工质一样的相应参数的计算。因此,混合工质热力性质计算的难点实际上是对处于气液两相平衡状态的计算。目前,对非电解质溶液的气液平衡性质的计算有三种方法<sup>[103,112]</sup>:①利用相同的状态方程计算气相及液相各组元的逸度,并根据相平衡理论建立每相中各组元热力性质间的关系;②对气相用合适的状态方程计算各组元的逸度,而液相中各组元的逸度则采用活度系数方法进行计算;③对比态法,该方法是根据纯物质物性的对比态计算方法发展而来。这里采用第①种方法进行混合工质的气液两相平衡计算。

#### 1. 混合工质气液相平衡非线性方程组

根据热力学溶液相平衡理论,在气液相平衡时,各相的温度  $T$ 、压力  $p$  相等,而且每一组元在处于平衡的各相中的化学势也应相等。 $n$  元系混合工质气液平衡控制方程为

$$f_i^l = f_i^v, \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.62)$$

$$x_i \phi_i^l = y_i \phi_i^v, \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.63)$$

式中,  $f_i^l$ 、 $f_i^v$  分别表示组元  $i$  在液、气各相中的逸度, Pa;  $x_i$ 、 $y_i$  分别表示在液相和气相中组元  $i$  的摩尔浓度;  $\phi_i^l$ 、 $\phi_i^v$  分别表示组元  $i$  在液、气相中的逸度系数。

$$\phi_i = \frac{f_i}{p_i} \quad (3.64)$$

式中,  $p_i$  是把混合工质看作理想气体混合物时  $i$  组元的道尔顿分压力, 因此

$$p_i = x_i p \quad (3.65)$$

显然,在选定状态方程及相应的混合规则后,混合工质  $i$  组元在气相或液相中的逸度系数  $\phi_i$  的计算式则随之确定。通常将混合工质气液相平衡计算分为以下两类<sup>[103,112]</sup>。

(1)对组分确定的混合工质泡点的计算。因泡点是混合工质被加热沸腾、汽化的起始点,所以,泡点液相中各组元的浓度即是混合物中各组元的配比浓度,液相的组分  $x_i$  是已知参数。此时,又可分为以下两种计算类型。

第一种,等温泡点的计算。此时,混合工质的温度  $T$  和液相的组分  $x_i$  为已知,计算泡点压力  $p$  及气相组分  $y_i$ 。

第二种, 等压泡点的计算。此时, 混合工质的压力  $p$  和液相的组分  $x_i$  为已知, 计算泡点温度  $T$  及气相组分  $y_i$ 。

在进行泡点的计算时, 需要补充气相组分归一化方程

$$\sum_{i=1}^n y_i = 1 \quad (3.66)$$

(2)对组分确定的混合工质露点的计算。露点是混合工质被加热沸腾、汽化两相区的终止点, 所以, 气相中各组元的浓度就是混合工质中各组元的配比浓度, 气相的组分  $y_i$  是已知参数。同样, 露点计算也可分为以下两种计算类型。

第一种, 等温露点的计算。此时, 混合工质的温度  $T$  和气相组分  $y_i$  为已知, 计算露点压力  $p$  及液相组分  $x_i$ 。

第二种, 等压露点的计算。此时, 混合工质的压力  $p$  和气相的组分  $y_i$  为已知, 计算露点温度  $T$  及液相组分  $x_i$ 。

在进行露点的计算时, 需要补充液相组分归一化方程

$$\sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad (3.67)$$

此外, 在研究使用混合工质的热力系统时, 一般需要计算混合工质物性参数在换热设备中的分布与变化规律, 此时混合工质所处的状态极有可能是在介于泡点和露点之间的气、液两相区。即已知平衡压力  $p$  和温度  $T$ , 要求计算液相与气相的组分  $x_i$ 、 $y_i$ 。在此情况下, 要求解的变量个数为  $2n$ , 当且仅当  $n=2$ (二元系) 时, 由方程式(3.63)+式(3.66)+式(3.67)构成的方程组才是闭合的; 而对于  $n \geq 3$  的多元混合体系, 必须再增加补充方程才能使方程组闭合、具备定解条件。

采用下列方法建立多元混合工质介于泡点和露点之间两相区气液平衡的补充方程:

设  $n$  元混合工质中组元  $i$  的配比(摩尔浓度)为  $z_i$ , 用 dryness 表示气、液两相混合物的摩尔干度(即气相物质的摩尔数占气液两相混合物总摩尔数的比例)。

显然, 对于混合物中任一组元  $i$  可建立质量守恒方程

$$\text{dryness} \cdot y_i + (1 - \text{dryness}) \cdot x_i = z_i \quad (3.68)$$

由式(3.68)可得

$$\text{dryness} = \frac{z_i - x_i}{y_i - x_i} \quad (3.69)$$



因此,可得下列补充方程:

$$\frac{z_1 - x_1}{y_1 - x_1} = \dots = \frac{z_i - x_i}{y_i - x_i} = \dots = \frac{z_n - x_n}{y_n - x_n}, \quad 1 < i < n \quad (3.70)$$

气、液相组分归一化方程

$$\sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad \text{或} \quad \sum_{i=1}^n y_i = 1 \quad (3.71)$$

容易证明在满足方程式(3.70)和气、液相组分归一化方程中任一方程时,自然满足气、液相组分归一化方程中另一方程,因此方程式(3.71)中任取一方程即可。此时由方程式(3.63)+式(3.70)+式(3.71)构成的方程组闭合,具备定解条件,可进行求解。

## 2. 混合工质气、液相平衡非线性方程组的解法

上述三类混合工质相平衡非线性方程组可同解变形为

$$F(X) = 0 \quad (3.72)$$

式中,  $X$  表示列向量, 其向量元素为各问题需要求解的变量;  
 $F(X) = (F_1, F_2, \dots, F_i, \dots, F_n)^T$  是由各问题控制方程组成的列向量。

按以上对气、液相平衡问题类型的划分及所建立的介于泡、露点间气、液平衡补充方程, 将混合工质相平衡非线性方程组具体描述为以下五类。

### (1) 等温泡点问题

$$X = (P_{\text{BUB}}, y_1, y_2, \dots, y_n)^T \quad (3.73)$$

$$F_i = x_i \phi_i^l - y_i \phi_i^v, \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.74)$$

$$F_{(n+1)} = \sum_{i=1}^n y_i - 1 \quad (3.75)$$

### (2) 等压泡点问题

$$X = (T_{\text{BUB}}, y_1, y_2, \dots, y_n)^T \quad (3.76)$$

其余同方程式(3.74)、式(3.75)。

### (3) 等温露点问题

$$X = (P_{\text{dew}}, x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (3.77)$$

$$F_i = x_i \phi_i^l - y_i \phi_i^v, \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.78)$$

$$F_{(n+1)} = \sum_{i=1}^n x_i - 1 \quad (3.79)$$

#### (4) 等压露点问题

$$X = (T_{\text{dew}}, x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (3.80)$$

其余同方程(3.78)、(3.79)。

#### (5) 介于泡、露点间的两相区气、液平衡问题

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n, y_1, y_2, \dots, y_n)^T \quad (3.81)$$

$$F_i = x_i \phi_i^l - y_i \phi_i^v, \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.82)$$

$$F_{(n+1)} = \sum_{i=1}^n x_i - 1 \quad \text{或} \quad F_{(n+1)} = \sum_{i=1}^n y_i - 1 \quad (3.83)$$

$$F_j = \frac{z_{(j-n)} - x_{(j-n)}}{y_{(j-n)} - x_{(j-n)}} - \frac{z_1 - x_1}{y_1 - x_1}, \quad n+2 \leq j \leq 2n \quad (3.84)$$

在数值分析中, 对非线性方程组的算法主要有不动点迭代法、Newton 法、拟 Newton 法和逆 Broyden 秩 1 等方法<sup>[113]</sup>。这些算法对迭代初值的选取要求比较严格, 当初值设置不恰当时, 迭代过程可能不收敛, 或者出现逸度系数计算式(3.50)中  $Z-B$  及  $\frac{Z+(1+\sqrt{2})B}{Z+(1-\sqrt{2})B}$  的值为负数(或零), 导致迭代过程中的计算失败。

为了克服求解非线性方程组的常规数值算法的以上缺点, 特提出采用具有约束条件的最优化算法来对混合工质气液相平衡非线性方程组进行求解。

令  $f = \sum_{i=1}^n F_i^2$ , 则可将非线性方程组(3.72)的求解转化为下列具有约束条件的最优化问题:

$$\min f \quad (3.85)$$

$$\text{s.t.} \quad Z - B > 0$$

$$\text{s.t.} \quad \frac{Z+(1+\sqrt{2})B}{Z+(1-\sqrt{2})B} > 0$$

由此可见,在最优化问题中直接将逸度系数计算式(3.50)中变量的定义域作为约束条件,以避免迭代过程的失败。

采用内点罚函数法<sup>[114]</sup>对最优化问题式(3.85)进行求解,障碍函数如下:

$$G = \sum_{i=1}^n F_i^2 + \left( \sqrt{\frac{r}{Z-B}} \right)^2 + \left( \sqrt{\frac{r[Z + (1-\sqrt{2})B]}{Z + (1+\sqrt{2})B}} \right)^2 \quad (3.86)$$

式中,  $r$  是一个很小的正数,求解  $\min G$  最优化问题可以采用修正的最小二乘法 Marquardt 这类比较简单的算法,具体计算步骤见文献[114]、[115]。

只要  $r$  设置在合理的范围内,由于障碍函数式(3.86)中惩罚项的作用,在优化搜索过程中,变量会被严格控制在逸度系数导出参数表达式中变量的定义域  $Z-B>0$  及  $\frac{Z+(1+\sqrt{2})B}{Z+(1-\sqrt{2})B}>0$  约束条件限制的范围之内,从原理上确保了算法的稳定性。

国际上对混合工质物性的实验数据较少,采用文献[116]中有关 R32(1)/R290a(2)、R32(1)/R143a(2)、R32(1)/R125(2)混合工质的实测数据,运用以上建立的数学模型及具有约束条件的优化算法对混合工质气、液平衡区的压力进行了计算,障碍函数  $G$  中的参数  $r$  取为 0.01。

采用下列理想溶液模型计算的  $p_0$ 、 $y_{i0}$ 、 $y_{20}$  结果作为平衡压力  $p$  及气相组分  $y_1$ 、 $y_2$  迭代的初值。

$$y_{i0}P_0 = x_iP_i^{\text{sat}} \quad (3.87)$$

$$\sum_{i=1}^n y_{i0} = 1 \quad (3.88)$$

计算压力  $p_{\text{cal}}$  与文献实测压力  $p_{\text{exp}}$  的比较见表 3.18~表 3.20。

表 3.18 R32(1)/R290(2)在  $T=257.85\text{K}$  时气、液平衡压力计算偏差( $k_B=0.182$ )

$x_i/(\text{mol/mol})$	$y_{i,\text{cal}}/(\text{mol/mol})$	$p_{\text{exp}}/\text{kPa}$	$p_{\text{cal}}/\text{kPa}$	偏差/%
0.000	0.000	286.3	—	—
0.086	0.365	490.9	464.1	5.46
0.175	0.508	601.1	592.3	1.46
0.267	0.580	658.1	633.0	3.81
0.361	0.620	685.8	646.4	5.75
0.459	0.643	697.9	662.7	5.04

续表

$x_i/(mol/mol)$	$y_{i,cal}/(mol/mol)$	$p_{exp}/kPa$	$p_{cal}/kPa$	偏差/%
0.560	0.656	701.8	678.8	3.28
0.664	0.665	708.0	680.3	3.91
0.772	0.679	702.0	678.9	3.29
0.884	0.729	666.5	624.2	6.35
1.000	1.000	481.5	—	—

表 3.19 R32(1)/R125(2)在  $T=284.4K$  时气、液平衡压力计算偏差( $k_{ij}=0.0022$ )

$x_i/(mol/mol)$	$y_{i,cal}/(mol/mol)$	$p_{exp}/kPa$	$p_{cal}/kPa$	偏差/%
0.000	0.000	945.9	—	—
0.108	0.137	985.3	937.3	4.87
0.204	0.247	1017.5	998.4	1.88
0.289	0.339	1043.9	1025	1.81
0.366	0.417	1065.6	1040.8	2.33
0.435	0.483	1083.4	1056.6	2.47
0.497	0.541	1098.0	1075.6	2.04
0.554	0.593	1110.0	1089.5	1.85
0.654	0.681	1127.7	1091.6	3.20
0.738	0.755	1139.1	1109.3	2.62
0.811	0.819	1146.0	1118.4	2.41
0.874	0.877	1149.4	1119	2.64
0.929	0.929	1150.3	1207.5	4.97
1.000	1.000	1147.7	—	—

表 3.20 R32(1)/R143a(2)在  $T=256.0K$  时气、液平衡压力计算偏差( $k_{ij}=0.0169$ )

$x_i/(mol/mol)$	$y_{i,cal}/(mol/mol)$	$p_{exp}/kPa$	$p_{cal}/kPa$	偏差/%
0.000	0.000	350.5	—	—
0.074	0.113	368.4	343.8	6.68
0.152	0.219	385.8	368.7	4.43
0.222	0.303	399.6	372.5	6.78
0.288	0.375	411.4	390.1	5.18
0.350	0.436	421.4	406.5	3.54
0.465	0.538	436.9	414.3	5.17
0.569	0.622	447.6	432.5	3.37
0.664	0.694	454.4	438.8	3.43
0.750	0.762	458.2	442.1	3.51
0.829	0.827	459.2	450.1	1.98
0.902	0.894	457.6	437.4	4.41
1.000	1.000	450.0	—	—

注：压力偏差计算式为  $\frac{\text{实测值} - \text{计算值}}{\text{实测值}} \times 100\%$ 。

从计算结果可见, 基于 PR 状态及 van der Waals covolume 混合规则所建立的混合工质气、液平衡计算模型, 在计算平衡压力时的平均偏差均在 5% 以内, 完全能满足工程计算的要求。

此外, 从计算过程可以看出, 该具有约束条件的最优化算法具有稳定收敛、计算速度快, 且在搜索过程中可确保变量始终限制在约束条件构成的可行域内的优点。

### 3.4 工质迁移性质的计算方法

迁移物性是工质的另一重要物性, 在分析计算热力系统中工质的传热与传质过程时, 工质的迁移特性是必不可少的参数。其中, 最主要的物性参数是工质的导热系数和黏度。目前, 迁移性质的计算主要是借助于各种经验关联式。

#### 3.4.1 动力黏度的计算

黏度的计算模型绝大多数是在对理想气体黏度理论计算模型修正的基础上进行的, 总体可分为三大类计算方法<sup>[107]</sup>: ①理论计算方法, 该方法基于分子动力学理论模型, 用此类模型预测工质黏度时, 只需要一些基本的物性参数, 但计算精度不高, 如用于无限稀薄气体的硬球分子模型; ②采用半理论模型的计算方法, 该计算方法通过对硬球模型的修正而引入一定数量的参数, 这些参数需要根据工质黏度的实验数据回归确定, 该方法的精度比较高, 但需要较多的实验数据, 如计算高密度流体黏度较好的 Dymond-Assael 模型<sup>[117]</sup>; ③其他方法, 如对应态方法<sup>[118]</sup>、状态方程方法<sup>[119,120]</sup>等。

这里采用对应态方法。

##### 1) 气态工质动力黏度的计算

低压气体的动力黏度<sup>[107]</sup>。

I.F. Golubev 于 1959 年提出以下通用方程:

$$\mu^0 = \mu_c^* T_r^{0.965}, \quad T_r < 1 \quad (3.89)$$

$$\mu^0 = \mu_c^* T_r^{(0.71+0.29/T_r)}, \quad T_r > 1 \quad (3.90)$$

$$\mu_c^* = 1.610167 \times 10^{-10} \frac{M^{0.5} p_c^{2/3}}{T_c^{1/6}} \quad (3.91)$$

式中,  $\mu_c^*$  为低压临界温度下的动力黏度, Pa·s;  $M$  为分子质量, kg/kmol;  $p_c$  为临界压力, Pa;  $T_c$  为临界温度, K。

从低压气体的动力黏度计算模型可见，其黏度只与状态参数中的温度有关。实际气体的黏度还与压力有关，压力修正方法采用 Jossi-Jossi-Stiel-Thodos 法<sup>[107]</sup>。

对于非极性气体，当对比密度  $0.1 \leq \rho_r < 3$  时

$$\mu - \mu^0 = 4.64159 \times 10^{-11} \times \frac{\left[ \left( 1.0230 + 0.23364\rho_r + 0.58533\rho_r^2 - 0.40758\rho_r^3 + 0.093324\rho_r^4 \right)^4 - 1 \right]}{\xi} \quad (3.92)$$

$$\xi = \frac{T_c^{1/6}}{M^{1/2} p_c^{2/3}} \quad (3.93)$$

$$\rho_r = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (3.94)$$

式中， $\mu$  为实际高压气体的动力黏度，Pa·s； $\mu^0$  为低压气体的动力黏度，Pa·s； $M$  为分子量，kg/kmol； $p_c$  为临界压力，Pa； $T_c$  为临界温度，K。

对于极性气体。当  $\rho_r \leq 0.1$  时

$$\mu - \mu^0 = 7.68647 \times 10^{-11} \times \frac{\rho_r^{1.111}}{\xi} \quad (3.95)$$

当  $0.1 < \rho_r \leq 0.9$  时

$$\mu - \mu^0 = 2.8174 \times 10^{-12} \times \frac{(9.045\rho_r + 0.63)^{1.739}}{\xi} \quad (3.96)$$

当  $0.9 < \rho_r < 2.6$  时

$$\lg \left\{ -\frac{19}{3} - \lg \left[ (\mu - \mu^0) \xi \right] \right\} = 0.6439 - 0.1005\rho_r - \Delta \quad (3.97)$$

当  $\rho_r = 2.8$  时

$$\mu - \mu^0 = \frac{4.17743 \times 10^{-9}}{\xi} \quad (3.98)$$

当  $\rho_r = 3.0$  时

$$\mu - \mu^0 = \frac{1.1604 \times 10^{-8}}{\xi} \quad (3.99)$$

当  $0.9 \leq \rho_r \leq 2.2$  时

$$\Delta = 0$$

当  $2.2 < \rho_r \leq 2.6$  时

$$\Delta = 4.75 \times 10^{-4} \times (\rho_r^3 - 10.65)^2$$

式中,  $\mu$  为实际高压气体的动力黏度, Pa·s;  $\mu^0$  为低压气体的动力黏度, Pa·s;  $M$  为分子量, kg/kmol;  $p_c$  为临界压力, Pa;  $T_c$  为临界温度, K。

## 2) 液态工质动力黏度的计算

液体的动力黏度比气体的大很多, 随着温度的增加, 其动力黏度值迅速下降。液体的动力黏度理论研究虽然很多, 也提出了一些理论计算模型, 但计算精度普遍较低。一般也都是在经验关联式的基础上, 通过实验数据回归得到相应的参数。例如, 当温度高于标准沸点时, 可用 Antoine 方程关联式; 而低于标准沸点时, 采用 Andrade 方程关联式。在无实验数据进行回归的情况下, 当对比温度  $T_r > 0.75$  时, 宜用 Letsou-Stiel 法; 当  $T_r < 0.75$  时, 可用 van Velzen Cardozo -Langenkamp 的基团贡献法和 Preziecki-Sridar 的对比态模型预测。以上的预测模型误差一般在 15% 左右<sup>[107]</sup>。

很多新工质都无实验数据, 采用以下 Preziecki-Sridar 和 Letsou-Stiel 法来计算饱和和液态工质的动力黏度<sup>[107]</sup>。

当  $T_r < 0.75$  时, 饱和和液体的动力黏度按 Preziecki-Sridar 法计算

$$\mu_{sl} = 10^{-3} \times \frac{V_0}{E(V - V_0)} \quad (3.100)$$

$$E = -1.12 + \frac{10^6 V_c}{12.94 + 0.10M - 2.3 \times 10^{-6} p_c + 0.0424 T_f - 11.58(T_f / T_c)} \quad (3.101)$$

$$V_0 = 0.0085 \omega T_c - 2.02 + \frac{10^6 \times V_m}{0.342(T_f / T_c) + 0.894} \quad (3.102)$$

$$V(T) = 10^3 \times \frac{f(T)}{f(T_{den})} \frac{M}{L_{den}} \quad (3.103)$$

$$f(T) = H_1(1 - \omega H_2) \quad (3.104)$$

$$H_1 = 0.33593 - 0.33953T_r + 1.51941T_r^2 - 2.02512T_r^3 + 1.11422T_r^4 \quad (3.105)$$

$$H_2 = 0.29607 - 0.09045T_r - 0.04842T_r^2 \quad (3.106)$$

式中,  $\mu_{sl}$  为饱和液体的黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $V$  为液体的摩尔体积,  $\text{m}^3/\text{mol}$ ;  $V_c$  为临界摩尔体积,  $\text{m}^3/\text{mol}$ ;  $p_c$  为临界压力,  $\text{Pa}$ ;  $V_m$  为在正常凝固温度下液体的摩尔体积,  $\text{m}^3/\text{mol}$ ;  $M$  为分子质量,  $\text{kg}/\text{kmol}$ ;  $T_{\text{den}}$  为液体密度的基准温度,  $\text{K}$ ;  $T_f$  为正常凝固温度,  $\text{K}$ ;  $T_c$  为临界温度,  $\text{K}$ ;  $L_{\text{den}}$  为在基准温度下饱和液体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\omega$  为偏心因子;  $T_r$  为对比温度。

当  $T_r > 0.75$  时, 饱和液体的黏度按 Letsou-Stiel 法计算, 即

$$\mu_{sl} = 4.64159 \times 10^{-10} \times \frac{(2.648 - 3.725T_r + 1.309T_r^2) + \omega(7.425 - 13.39T_r + 5.933T_r^2)}{\xi} \quad (3.107)$$

式中,  $\mu_{sl}$  为饱和液体的黏度,  $10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $T_r$  为对比温度;  $\xi$  的计算同式(3.93)。

对液体加压, 其黏度会增加, 但在中等压力下, 压力对液体黏度的影响较小, 可以忽略不计; 随着压力的增大, 其影响逐渐增大, 高压对液体黏度的影响可用 Lucas<sup>[107]</sup>提出的关系式进行修正。

高压对液体黏度的影响

$$\mu = \mu_{sl} \times \frac{1 + D(\Delta p_r / 2.118)^4}{1 + C\omega\Delta p_r} \quad (3.108)$$

$$\Delta p_r = \frac{p - p_s}{p_c} \quad (3.109)$$

$$A = 0.9991 - \left[ 4.674 \times 10^{-4} / (1.0523T_r^{-0.03877} - 1.0513) \right] \quad (3.110)$$

$$D = \left[ 0.3257 / (1.0039 - T_r^{2.573})^{0.2906} \right] - 0.2086 \quad (3.111)$$

$$C = -0.07921 + 2.1616T_r - 13.4040T_r^2 + 44.1706T_r^3 - 84.8291T_r^4 + 96.1209T_r^5 - 59.8127T_r^6 + 15.6719T_r^7 \quad (3.112)$$



### 3.4.2 导热系数的计算

#### 1. 气态工质导热系数的计算

采用 Stiel-Thodos 低压气体导热系数计算模型<sup>[107]</sup>

$$\lambda = \frac{\mu^0 (C_p - R)}{M} \left( 1150 + \frac{2030R}{C_p - R} \right) \quad (3.113)$$

式中,  $C_p$  为工质的理想气体摩尔比定压热容, J/(mol·K);  $R=8.314510$  为摩尔通用气体常数, J/(mol·K);  $M$  为分子质量, kg/kmol;  $\mu^0$  为低压气体动力黏度, Pa·s;  $\lambda$  为导热系数, W/(m·K)。

在温度一定的条件下, 所有气体的导热系数均随压力的升高而增加, 一般在中低压下, 压力对导热系数的影响较小。可用以下 Stiel-Thodos 法来计算压力对气体导热系数的影响程度<sup>[107]</sup>。

当  $\rho_r < 0.5$  时

$$\lambda - \lambda^0 = 2.69654 \times 10^{-8} \times \frac{\exp(0.535\rho_r) - 1}{\Gamma Z_c^5} \quad (3.114)$$

当  $0.5 < \rho_r < 2.0$  时

$$\lambda - \lambda^0 = 2.51972 \times 10^{-8} \times \frac{\exp(0.67\rho_r) - 1.069}{\Gamma Z_c^5} \quad (3.115)$$

当  $2.0 < \rho_r < 2.8$  时

$$\lambda - \lambda^0 = 5.746727 \times 10^{-9} \times \frac{\exp(1.155\rho_r) + 2.016}{\Gamma Z_c^5} \quad (3.116)$$

$$\Gamma = \frac{T_c^{1/6} M^{1/2}}{p_c^{2/3}} \quad (3.117)$$

式中,  $T_c$  为临界温度, K;  $p_c$  为临界压力, Pa;  $M$  为分子质量, kg/kmol;  $\lambda$  为导热系数, W/(m·K)。

#### 2. 液态工质导热系数的计算

液体的导热系数受温度和压力的影响。其中, 温度对导热系数的影响较大, 随着温度的升高, 液体的导热系数会降低; 压力对导热系数的影响较小, 尤其在

压力低于 4MPa 时, 可以忽略压力的影响<sup>[121]</sup>。因此, 直接用饱和液体的导热系数作为同温度下过冷液体的导热系数。

饱和液体的导热系数采用 Sato-Riedel 法<sup>[107]</sup>, 可表示为

$$\lambda_{sl} = \frac{1.11M^{-1/2} \left[ 3 + 20(1 - T_r)^{2/3} \right]}{3 + 20(1 - T_{br})^{2/3}} \quad (3.118)$$

$$T_{br} = \frac{T_b}{T_c} \quad (3.119)$$

式中,  $T_b$  为工质的标准沸点, K;  $M$  为分子质量, kg/kmol;  $\lambda_{sl}$  为饱和液体导热系数, W/(m·K)。

### 3.5 表面张力的计算

液体的表面张力对其气液两相流动与传热影响较大。表面张力的热力学定义是在温度和压力不变的情况下, 吉布斯自由能  $f$  对表面积  $A$  的偏导数, 即

$$\sigma = \left( \frac{\partial f}{\partial A} \right)_{T, p}$$

采用 Brock-Bird 对比态关联式<sup>[107]</sup>来计算非极性工质的表面张力

$$\sigma = 4.64159 \times 10^{-7} \times p_c^{2/3} T_c^{1/3} Q_p (1 - T_r)^{11/9} \quad (3.120)$$

$$Q_p = 0.1196 \left[ 1 + \frac{T_{br} \ln(p_c / 1.013)}{1 - T_{br}} \right] - 0.279 \quad (3.121)$$

对于极性工质采用 Hakim-Stiel 对比态关联式来计算工质的表面张力

$$\sigma = 4.64159 \times 10^{-7} \times p_c^{2/3} T_c^{1/3} Q_p \left( \frac{1 - T_r}{0.4} \right)^m \quad (3.122)$$

$$Q_p = 0.1560 + 0.365\omega - 1.754X - 13.57X^2 - 0.506\omega^2 + 1.287\omega X \quad (3.123)$$

$$m = 1.210 + 0.5385\omega - 14.61X - 32.07X^2 - 1.656\omega^2 + 22.03\omega X \quad (3.124)$$

$$X = \lg p_r (T_r = 0.6) + 1.70\omega + 1.552 \quad (3.125)$$

式中,  $p_c$  为临界压力, Pa;  $T_c$  为临界温度, K;  $\sigma$  为表面张力, N/m。

## 第4章 有机工质管内流动沸腾换热

在动力循环中,通过冷、热流体间的传热完成一定热量的传输,从而确保循环工质的各状态参数满足设计要求。工质的换热能力直接影响循环中各换热设备的技术及经济性能。对于传热温差小、换热面积大的低温余热发电有机朗肯循环系统而言,工质的换热能力会在更大程度上影响整个余热发电系统的性能。因此,对工质换热特性的研究是低温余热发电有机朗肯循环技术的又一个重要内容。

对于流体的单相对流换热,国际上已有比较成熟的理论和实验研究。但鉴于两相流动过程传热的复杂性,目前主要依靠实验手段进行某一些流体的两相流动传热研究。尤其是对于流体内流动沸腾换热的研究,国际上主要还是以水为研究对象,对管内流动沸腾换热作了很多研究,得出了一些半经验关联式,但用于其他工质的管内流动换热系数预测时,各关联式计算结果间相差较大,甚至达到难以接受的程度。本研究在对有机工质 R245fa(五氟丙烷)的管内流动沸腾换热进行实验测试的基础上,验证各主要关联式的预测精度,以确定预测精度能满足要求的有机朗肯循环换热设备传热计算的公式。

### 4.1 管内流动加热的换热过程

当工质以某压力下的过冷液体状态进入垂直管中加热时,工质在管内的流动加热过程通常可以分为以下六个不同的换热区域<sup>[122]</sup>。

(1) 开始阶段。当液态工质的温度低于管内压力下饱和液体的蒸发温度,且管壁温度也低于液体发生汽化所需要的温度时,工质在管内属于单相液体强制对流换热模式。

(2) 过冷沸腾换热。随着管壁温度上升,虽然液态工质的温度尚未达到管内压力对应的蒸发温度,但管壁温度已达到了足以使工质液体气化的水平。气泡在脱离壁面进入过冷液体的过程中,由于周围液体的冷却,随即凝结消失。这种气泡不断地产生、在液体中浮动和消失的过程实际上起到了对工质液体搅动强化换热的作用,因此,会促进其换热能力的提高。此时,工质在管内属于过冷沸腾换热模式。

(3) 饱和气泡状沸腾换热。随着吸热量的增多,工质液体的平均温度已达到蒸发温度,管壁温度又具有足够的过热度,工质液体在管壁吸热所生成的气泡继续从管壁吸收热量,再夹带部分过热液体脱离壁面到达主流区,对工质进行加热。

此时,工质在管内属于饱和气泡状沸腾换热模式。

(4) 两相强制对流换热。随着管内产生的工质蒸气量不断增多,在管芯形成蒸气气柱,迫使大部分工质液体沿管壁环状流动,因气、液两相的流动速度不同,在管中出现相对运动的气、液界面。此时,气泡不再在管壁上生成,而是通过工质在气、液界面上的气化产生,管壁的热量通过环状液膜的导热到达气、液界面上。此时,工质在管内属于两相强制对流换热模式。

(5) 湿蒸气强制对流换热。随着管内工质的不断蒸发和液膜被管芯部分气体的夹带,在管壁上会出现没有液膜覆盖的“蒸干”现象。此时,工质在管内属于湿蒸气强制对流换热模式。

(6) 过热蒸气单相强制对流换热。随着加热过程的进行,管内湿蒸气中夹带的液滴被完全气化。此时,工质在管内属于过热蒸气单相强制对流换热。

## 4.2 有机工质管内对流换热

目前,有机工质管内流动换热计算方法的研究都是在一定的换热理论模型基础上,拟合大量的实验数据,从而得出具有一定预测精度的换热系数半经验关联式。按换热模式与机理的不同,可分为单相流体强制对流换热、过冷沸腾换热、饱和气泡状沸腾换热和两相强制对流换热,以及湿蒸气强制对流换热四类关联式。

### 4.2.1 单相流体管内强制对流换热关联式

(1) 层流换热工况。

当管内流速很低、 $Re$  很小时,流体在管内的传热模式属于层流传热。一般采用 Sieder-Tate 公式来计算层流对流换热<sup>[123]</sup>,即

$$Nu = 1.86 \sqrt[3]{\frac{RePr}{l/d} \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (4.1)$$

(2) 紊流换热工况。

在工质物性满足  $0.7 < Pr < 120$ 、管长与管内径比值  $l/d_i > 60$ 、工质流型为  $Re = 104 \sim (1.2 \times 10^5)$  的紊流状态、流体与壁面温度处于中等温差情况时,一般采用 Dittus-Boelter 关联式<sup>[124]</sup>

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (4.2)$$

$$h = \frac{Nu \lambda}{d_i} \quad (4.3)$$

式中,管内工质被冷却时, $n=0.3$ ;加热时, $n=0.4$ 。Dittus-Boelter 关联式仅适合旺盛紊流换热的对流换热计算。

(3) 过渡流换热工况。

当  $Re=2300\sim 10^4$ , 管内属于过渡流换热工况时,采用以下关联式。

对于气体

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \quad (4.4)$$

对于液体

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (4.5)$$

此外, Gnielinski<sup>[125]</sup>提出了既可用于紊流又可用于过渡流换热的关联式

$$Nu = \frac{(0.125f)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{0.125f(Pr_f^{2/3} - 1)}} \left[ 1 + \left( \frac{d_f}{l} \right)^{2/3} \right] c_f \quad (4.6)$$

$$f = \frac{1}{(1.82 \lg Re - 1.64)^2} \quad (4.7)$$

式中,修正系数  $c_f$  取值如下。

管内工质为液体, 当  $\frac{Pr_f}{Pr_w} = 0.05 \sim 20$  时

$$c_f = \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.01}$$

管内工质为气体, 当  $\frac{T_f}{T_w} = 0.5 \sim 1.5$  时

$$c_f = \left( \frac{T_f}{T_w} \right)^{0.01}$$

Gnielinski 关联式的适用范围为

$$Pr_f \in 0.6 \sim 10^5, \quad Re_f \in 2300 \sim 10^6$$

### 4.2.2 管内过冷沸腾换热关联式

目前,对于管内过冷沸腾换热还未形成十分成熟的计算公式, Thom 等<sup>[126]</sup>针对水提出了计算在垂直上升管内过冷沸腾换热系数的关联式

$$h = 1.949 \times 10^3 (T_w - T_s) e^{(2.299 \times 10^{-8} p)} \quad (4.8)$$

其他流体可按冷沸腾计算方法进行估算<sup>[126]</sup>。

### 4.2.3 管内饱和气泡状沸腾换热和两相强制对流换热关联式

目前,对于管内饱和气泡状沸腾换热和两相强制对流换热,有很多形式不同的半经验关联式,大致可分为以下三类<sup>[127~129]</sup>。

#### 1. 加权系数法

该方法的基本思路是由强制对流换热和核态沸腾换热的加权叠加来计算强制对流沸腾换热。其中,以 Chen 公式、Gungor-Winterton 公式、Jung 关联式为代表。

(1) Chen 公式。

$$h_{tp} = Fh_l + Sh_{nb} \quad (4.9)$$

式中,两相对流增强因子  $F$  与 Lockhart-Martinelli 参数  $X_{tt}$  的拟合计算式为

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0.1} \quad (4.10)$$

当  $X_{tt} > 10$  时

$$F = 1.0 \quad (4.11)$$

当  $X_{tt} < 10$  时

$$F = 2.35 \left( \frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} \quad (4.12)$$

单相强制对流换热系数  $h_l$  按 Dittus-Boelter 关联式(4.2)计算,核沸腾换热系数  $h_{nb}$  按 Forste-Zuber 关联式(4.13)计算

$$h_{nb} = 0.00122 \left( \frac{\lambda_1^{0.79} c_{p1}^{0.45} \rho_1^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_1^{0.29} \mu_{\text{evap}}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (\Delta T)^{0.24} (\Delta p)^{0.75} \quad (4.13)$$

核态沸腾抑制系数  $S$  一般近似拟合计算如下。

当  $Re_{tp} < 325000$  时

$$S = \frac{1}{1 + 3.3051 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1.14}} \quad (4.14)$$

当  $325000 \leq Re_{tp} < 700000$  时

$$S = \frac{1}{1 + 3.186 \times 10^{-4} Re_{tp}^{0.78}} \quad (4.15)$$

当  $Re_{tp} > 700000$  时

$$S = 0.1 \quad (4.16)$$

此外,  $S$  也可按下列统一公式进行近似拟合计算:

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1.17}} \quad (4.17)$$

式中

$$Re_{tp} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_1} F^{1.25}$$

Chen 公式的适用范围为<sup>[129]</sup>:  $p=0.9\sim 3.45\text{MPa}$ ,  $q<2.4 \times 10^6\text{W/m}^2$ ,  $G=54\sim 4070\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $x=0\sim 0.7$ 。

(2) Gungor-Winterton 公式。

Gungor 和 Winterton<sup>[130]</sup>在 Chen 公式的基础上, 提出了用于计算水平、竖直管内和环形管内的流动沸腾换热关联式

$$h_{tp} = F h_{\text{Dittus-Boelter}} + S h_{nb} \quad (4.18)$$

核沸腾换热系数  $h_{nb}$  按 Cooper 公式计算如下:

$$h_{nb} = 55 \left( \frac{p}{p_c} \right)^{0.12} \left[ 0.4343 \ln \left( \frac{p_c}{p} \right) \right]^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (4.19)$$

$$F = 1 + 24000 B_o^{1.16} + 1.37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (4.20)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} F^2 Re_1^{1.17}} \quad (4.21)$$

$$Re_1 = \frac{G(1-x)d_1}{\mu_l} \quad (4.22)$$

沸腾数  $B_o$  为计算点处蒸发气化蒸气的质量流速与总质量流速之比, 即  $B_o = \frac{q}{G i_{fg}}$ 。

当计算水平管内流动沸腾换热, 且弗劳德数  $Fr_1 < 0.05$  时

$$h_{tp} = Fr_1^{(0.1-2Fr_1)} F h_{\text{Dittus-Boelter}} + \sqrt{Fr_1} S h_{nb} \quad (4.23)$$

$$Fr_1 = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_1} \quad (4.24)$$

作为一种估算, 也可用下列简化公式计算强制对流沸腾换热系数<sup>[131]</sup>:

$$h_{tp} = F h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.25)$$

$$F = 1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.76} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (4.26)$$

当计算水平管内流动沸腾换热, 且弗劳德数  $Fr_1 < 0.05$  时, 有

$$F = \left[ 1 + 3000 B_o^{0.86} + 1.12 \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.76} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \right] Fr_1^{(0.1-2Fr_1)} \quad (4.27)$$

(3) Jung 公式。

对于水平管内的流动沸腾换热, Jung 等<sup>[132]</sup>提出了下列关联式:

$$h_{tp} = S h_{nb} + F h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.28)$$

$$h_{nb} = 207 \frac{\lambda_l}{bd} \left( \frac{q \cdot bd}{\lambda_l T_s} \right)^{0.745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l \quad (4.29)$$



$$S = 4048 X_{tt}^{1.22} B_o^{0.13} \quad (4.30)$$

$$F = 2.37 \left( 0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right) \quad (4.31)$$

$$bd = 0.0146 \beta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right] \quad (4.32)$$

## 2. 渐进线法

该方法是用核态沸腾及强制对流换热系数的几何平均值来计算强制对流沸腾换热系数, 如 Liu-Winterton 公式<sup>[133]</sup>

$$h_{tp} = \sqrt{(Fh_{\text{Dittus-Boelter}})^2 + (Sh_{nb})^2} \quad (4.33)$$

$$F = \left[ 1 + xPr_l \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (4.34)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055F^{0.1}Re_l^{0.16}} \quad (4.35)$$

式中, 核沸腾换热系数  $h_{nb}$  按 Cooper 公式计算。

当计算水平管内流动沸腾换热, 且弗劳德数  $Fr_l < 0.05$  时

$$F = \left[ 1 + xPr_l \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} Fr_l^{(0.1-2Fr_l)} \quad (4.36)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055F^{0.1}Re_l^{0.16}} \sqrt{Fr_l} \quad (4.37)$$

## 3. 在强制对流和核态沸腾换热系数二者中取较大值法

其中有代表性的如 Shah 公式<sup>[134]</sup>, 其计算方法如下。

对于  $Fr_l \geq 0.04$  的水平管内或垂直管内对流沸腾

$$N = \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.38)$$

对于  $Fr_1 < 0.04$  的水平管内对流沸腾

$$N = 0.38 Fr_1^{-0.3} \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.39)$$

对任何  $N$  值, 强制对流换热系数计算如下:

$$h_c = \left( \frac{1.8}{N^{0.8}} \right) h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.40)$$

核态沸腾传热系数  $h_{nb}$  计算如下。

当  $N \leq 0.1$  时

$$h_{nb} = F B_o^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.15}) h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.41)$$

当  $0.1 < N \leq 1$  时

$$h_{nb} = F B_o^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1}) h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.42)$$

式中, 当沸腾数  $B_o > 1.1 \times 10^{-3}$  时,  $F = 14.7$ ; 当沸腾数  $B_o < 1.1 \times 10^{-3}$  时,  $F = 15.43$ 。

当  $N > 1$  时:

在  $B_o > 3 \times 10^{-4}$  条件下

$$h_{nb} = 230 B_o^{0.5} h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.43)$$

在  $B_o < 3 \times 10^{-4}$  条件下

$$h_{nb} = \left( 1 + 46 B_o^{0.5} \right) h_{\text{Dittus-Boelter}} \quad (4.44)$$

取强制对流换热系数  $h_c$  和核态沸腾传热系数  $h_{nb}$  两者的较大者作为对流沸腾换热系数  $h_p$  为

$$h_p = \max(h_c, h_{nb}) \quad (4.45)$$

#### 4.2.4 管内湿蒸气强制对流换热关联式

与单相对流换热不同, 管内湿蒸气强制对流换热需考虑液滴的影响, 一般采用 Groeneveld 公式<sup>[122]</sup>

$$Y = 1 - 0.1 \times \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.4} (1 - x)^{0.4} \quad (4.46)$$

$$Nu_v = a \left\{ Re_v \left[ x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1 - x) \right] \right\}^b Pr_v^c Y^d \quad (4.47)$$

式中,  $a=1.06 \times 10^{-3}$ ,  $b=0.989$ ,  $c=1.41$ ,  $d=-1.15$ 。

### 4.3 有机工质管内流动沸腾换热的实验研究

#### 4.3.1 实验目的

国际上提出了一些计算工质管内流动沸腾的半经验关联式, 这些关联式都只是各自针对某些工质作了实验验证, 在用来计算其他工质的换热系数时, 彼此之间经常存在较大的差异, 不具有通用性。R245fa 是近年来发展起来的一种卤代烷, 属于无大气臭氧破坏潜能的环保型工质, 其温室效应也较低。因其不仅具有较好的循环性能, 且化学性能稳定、安全可靠, 对余热回收系统的设备及管道材料无腐蚀性, 是极具前景的低温余热发电有机朗肯循环工质<sup>[135]</sup>。目前, 未见有公开发表的有关该工质沸腾换热的研究, 本研究搭建了实测该工质管内流动沸腾换热的实验台, 实验测定其沸腾换热系数, 完成对几个有代表性的关联式计算精度的验证, 确定用以计算该工质对流换热系数的关联式, 为低温余热发电有机朗肯循环换热设备的设计与优化提供传热计算的依据。

#### 4.3.2 实验装置

所搭建的有机工质管内流动沸腾传热实验台如图 4.1 所示, 分两个主要部分。



图 4.1 有机工质管内流动沸腾换热实验台

##### 1. 管路系统

本实验台管路系统如图 4.2 所示。它由有机工质循环系统、加热水循环系统和冷却水系统组成, 流动沸腾测试段为同心套管式加热器, 内管为  $\phi 10 \times 2$  紫铜管,

外管为 $\phi 30 \times 2.5$ 无缝钢管,工质 R245fa 走管内,加热水走内、外管间的环形流动道,两流体呈逆流流动,外管外侧用发泡橡塑严密保温。有机工质加压泵采用杭州华黎泵业有限公司生产的计量泵(J-Z125/3.5B),流量调节范围为 20~125kg/h,额定扬程为 3.5MPa;热水循环泵采用离心式热水泵,额定介质温度为 90℃;冷却水泵采用普通管道式清水泵;冷、热水管均采用无缝钢管焊接连接。在加压泵出口管路上设置稳压罐以稳定测试段工质的压力。在工质进入测试段前,设置电热油加热预热器,测试段采用电加热方式加热所用循环热水,加热电源设置交流稳压器及调压器。工质在经过减压阀后进入板式换热器冷凝,冷凝后的工质液体回流到储液罐。

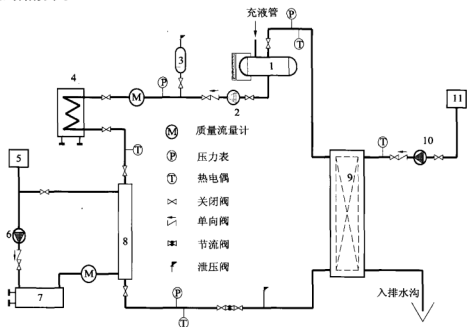


图 4.2 有机工质流动沸腾换热管路系统组成

1-储液罐; 2-工质加压泵; 3-稳压罐; 4-电热油加热预热器; 5-膨胀水箱; 6-加热水循环泵;  
7-水电加热器; 8-流动沸腾换热测试段; 9-板式换热器; 10-冷却水泵; 11-冷却水箱

## 2. 测试系统

流动沸腾测试段共有 6 组水温及管内工质温度及管壁温度测点,管内工质温度测点位于相邻两水温测点中间,每组间距 400mm,管内工质温度测点分布如图 4.3 所示。

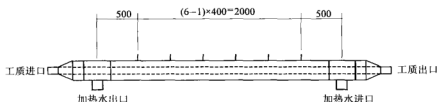


图 4.3 流动沸腾换热测试段测点布置

每组测点详细布置位置如图 4.4 所示。测定管壁温度的 4 只 T 型热电偶沿内管外壁周向均布，用于测定内管外壁温。为了使所测壁温不受周围水温的影响，在安装好热电偶后，用环氧树脂调配耐热胶在其外做一层 10mm 厚的环形套管式防水绝热层。一只 T 型热电偶用于测定环形空间热水温度，一只铠装热电偶用于测定管内工质温度。所有热电偶均经过校验，数据采集采用多功能巡检仪，通过组态软件实现计算机对数据的实时显示、自动存储和历史数据查询。各测试仪表性能指标见表 4.1。

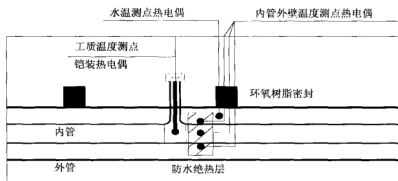


图 4.4 每组温度测点安装示意图

表 4.1 测试仪表性能指标

物理量测点	仪表、设备名称	型号、性能	精度
各温度测点	热电偶	铜-康铜(T 型)	小于 1%
压力测量	压力表	高压量程为 0~1.0MPa; 低压量程为 0~0.6MPa	0.4 级
加热水质量流量	智能电磁流量计	EMF, 流量范围为 0~250kg/h	0.5%
工质质量流量	质量流量计	DMF-1-2, 流量量程为 10~100kg/h	0.2%

### 4.3.3 实验原理

根据热力学第一定律，热水在测试段相邻两测点间的放热量为

$$Q_{w,i} = m_w C_p (t_{i,in} - t_{i,out}) \quad (4.48)$$

式中,  $m_w$  为加热水的质量流量, kg/s;  $t_{i,in}$ 、 $t_{i,out}$  分别为相邻两测点间各小测试段加热水进、出口温度, K; 水的定压比热容  $C_p=4186\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

忽略测试段套管换热器对环境的散热损失, 则管内工质的吸热量为

$$Q_{wf,i} = Q_{w,i} \quad (4.49)$$

工质在该段管内的平均沸腾换热系数为

$$h_{\text{aver},i} = \frac{Q_{wf,i}}{A_i (\bar{t}_{wi,i} - t_e)} \quad (4.50)$$

式中,  $A_i$  为该段管内壁面面积,  $\text{m}^2$ ;  $\bar{t}_{wi,i}$  为管内壁壁面平均温度, K。

$$A_i = \pi d_i \Delta l \quad (4.51)$$

式中,  $\Delta l$  为相邻两测点间的距离, m。

由管壁导热公式可得管内壁温度

$$\bar{t}_{wi,i} = \bar{t}_{wo,i} - \frac{Q_{wf,i}}{2A_i \lambda_i} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (4.52)$$

各段管外壁温度取其两端所有管外壁温测点的平均值为

$$\bar{t}_{wo,i} = \frac{(t_{w1,i} + t_{w1,i+1}) + (t_{w2,i} + t_{w2,i+1}) + (t_{w3,i} + t_{w3,i+1}) + (t_{w4,i} + t_{w4,i+1})}{8} \quad (4.53)$$

式中,  $t_{w1,i}$ 、 $t_{w2,i}$ 、 $t_{w3,i}$ 、 $t_{w4,i}$  为各处(编号为  $i$  点处)内管外壁温度周向布置的 4 个测点的温度值, K;  $\lambda_i$  为紫铜管壁导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;  $d_i$ 、 $d_o$  分别为管内、外径, m。

各测试点间干度的变化

$$x_{i+1} = x_i + \frac{Q_{w,i}}{m_{wf} i_{fg}} \quad (4.54)$$

式中,  $m_{wf}$  为管内工质的质量流量, kg/s。

两测试点间工质的平均干度

$$\bar{x}_i = \frac{x_i + x_{i+1}}{2} \quad (4.55)$$

通过调整交流调压器可以改变工质电热油加热预热器及热水电加热器的输入电压,同时调节工质加压泵转速、工质及热水管路中的阀门开度,便可改变测试段的蒸发压力、工质的入口干度、工质流量、热水流量、热流密度参数,从而测出不同工况下的流动沸腾换热系数。

### 4.3.4 实验结果及分析

#### 1. 基于关联式的同心套管流动沸腾换热理论计算方法

如图 4.5 所示,设测试段同心套管换热器单位长度的传热量为  $Q_l$ ,测试点离参考点的距离为  $l$ ,根据能量守恒及传热定律,可建立下列控制方程组:

$$t_{wo,i} - t_{wi,i} = \frac{Q_{l+1}}{2\pi\lambda_{wall}} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (4.56)$$

$$t_{wi,i} - t_{evap} = \frac{Q_l}{\pi d_i h_i} \quad (4.57)$$

$$t_f - t_{wo,i} = \frac{Q_l}{\pi d_o h_o} \quad (4.58)$$

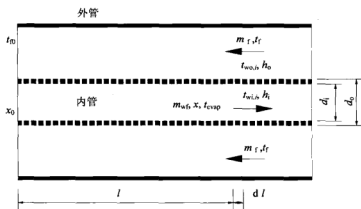


图 4.5 同心套管计算分析图

$$x = x_0 + \frac{m_f c_{pf} (t_f - t_{f0})}{m_{wf} i_{fg}} \quad (4.59)$$

管内工质的流动沸腾换热系数  $h_i$  可由前述合适的关联式计算,即

$$h_i = h(t_{wi,i}, x, t_{evap}, m_{wf}) \quad (4.60)$$

管外环形空间加热水的对流换热系数  $h_o$  由 Gnielinski 关联式确定

$$\frac{h_o(d_o - d_i)}{\lambda_f} = \frac{(0.125f)(Re_{wf} - 1000)Pr_{wf}}{1 + 12.7\sqrt{0.125f}(Pr_{wf}^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] c_f \quad (4.61)$$

约束条件为

$$x > 0, \quad t_f \leq t_{f0} + \frac{(1 - x_0)m_{wf}i_g}{m_f c_{pf}} \quad (4.62)$$

显然, 当给定加热水温度  $t_f$  和蒸发温度  $t_{\text{evap}}$  时, 在确定冷、热流体质量流量  $m_f$  和  $m_{wf}$  之后, 以上非线性方程组式(4.56)~式(4.61)仅有 6 个未知参数, 即  $t_{wo,i}$ 、 $t_{wi,i}$ 、 $Q_l$ 、 $h_i$ 、 $h_o$ 、 $x$ , 因此该方程组闭合, 通过对其采用恰当的数值算法求解即可。

通过实验直接测定内管外壁面温度  $t_{wo,i}$ , 此时, 问题就简化为对由方程组式(4.56)~式(4.60)中 5 个未知参数, 即  $t_{wi,i}$ 、 $Q_l$ 、 $h_i$ 、 $h_o$ 、 $x$  的求解。

此外, 对于图 4.5 中每一微段  $dl$ , 由热力学第一定律导出

$$h_o(t_f - t_{wo,i})\pi d_o dl = C_{pf}m_f dt_f \quad (4.63)$$

式(4.63)两端积分可得

$$l = \int_{t_{f0}}^{t_f} \frac{C_{pf}m_f}{h_o(t_f - t_{wo,i})\pi d_o} dt_f \quad (4.64)$$

显然, 式(4.64)建立了管外加热水温度  $t_f$  与该点的几何位置  $l$  之间一一对应的函数关系。

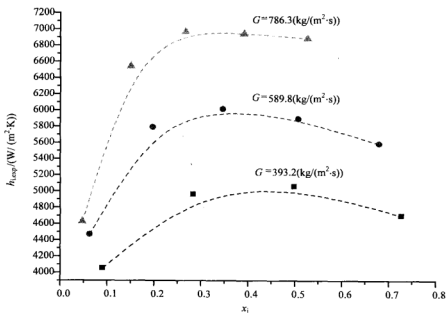
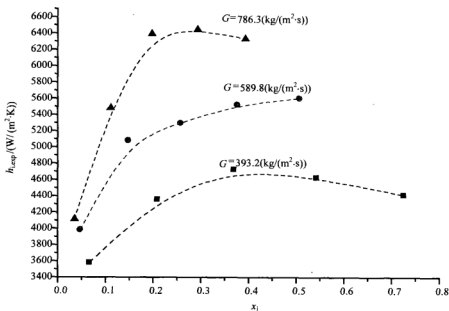
## 2. 实验结果

测定 R245fa 的工况为: 恒定加热水质量流量  $m_f = 150\text{kg/h}$ , 维持加热水出口温度为  $80^\circ\text{C}$ , 控制管内 R245fa 蒸发温度分别为  $40^\circ\text{C}$ 、 $50^\circ\text{C}$ 、 $60^\circ\text{C}$ , 改变质量流量  $m_{wf}$  分别为  $20\text{kg/h}$ 、 $30\text{kg/h}$ 、 $40\text{kg/h}$ 、 $50\text{kg/h}$ 、 $60\text{kg/h}$ 、 $70\text{kg/h}$ 、 $80\text{kg/h}$ 。

通过数据处理, 计算出了各工况管内工质的流动沸腾传热系数  $h_{i,\text{exp}}$ 。

如图 4.6~图 4.8 所示是 R245fa 在蒸发温度分别为  $40^\circ\text{C}$ 、 $50^\circ\text{C}$ 、 $60^\circ\text{C}$  时管内平均换热系数随管内含气率  $x_i$  及质量流速  $G$  的变化规律。



图 4.6 蒸发温度为  $40^\circ C$  时管内平均换热系数随含气率及质量流速的变化图 4.7 蒸发温度为  $50^\circ C$  时管内平均换热系数随含气率及质量流速的变化

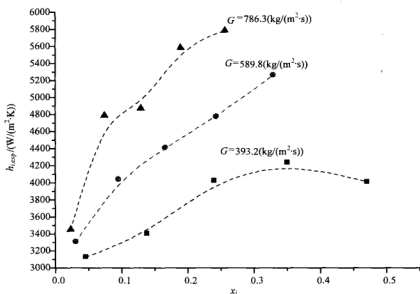


图 4.8 蒸发温度为 60℃ 时管内平均换热系数随含气率及质量流速的变化

由图 4.6~图 4.8 可知,工质的流动沸腾换热系数同时受蒸发温度、工质质量流速及管内工质含气率的影响。随着工质质量流速的增大,流动沸腾换热系数迅速升高;在沸腾开始段,管内工质的含气率比较低,随着含气率的增大,生成气泡的搅动作用起到了强化换热作用,流动沸腾换热系数也随之升高。但随着管内含气率的继续增加,流动沸腾换热系数升高的程度减缓,在达到最大值后,随着含气率的继续增大,流动沸腾换热系数反而下降。

### 3. 实验结果与各关联式计算结果的比较

我们分别采用 Shah 公式、Chen 公式和 Liu-Winterton 公式计算了 R245fa 在与本实验相同工况下的管内流动沸腾换热系数  $h_{cal}$ 。结果表明,随着管内工质的吸热,气液混合物的含气率不断增加,Shah 公式与 Chen 公式的预测误差越发增大。这是因为 Shah 公式未同时考虑强制对流和核态沸腾换热间的相互影响,对于 Chen 公式,核态沸腾抑制系数  $S$  的取值太大,此外,Chen 公式是针对垂直管内的流动沸腾换热而建立的,其预测结果必然与本实验测定的水平管内流动沸腾换热系数存在误差。而 Liu-Winterton 公式的预测误差始终保持在 10% 范围之内。三个预测公式的计算结果与实验值  $h_{exp}$  之间的平均误差分别为 37.4%、31.6%、6.3%。

各公式的计算值与本实验测定值的比较关系分别如图 4.9~图 4.11 所示。

由此可见,Chen 公式和 Shah 公式的计算误差都比较大,而用 Liu-Winterton 公式计算 R245fa 工质的饱和流动沸腾换热具有良好的精度,完全可以满足工程实

际及系统优化设计研究对计算精度的需要。

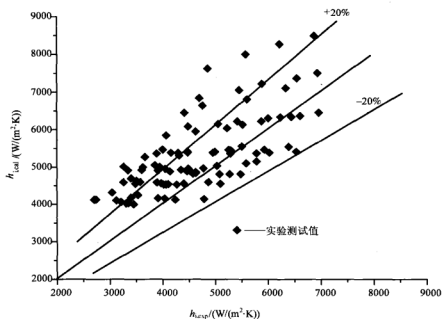


图 4.9 实测流动沸腾换热系数与 CHEN 公式计算值间的误差

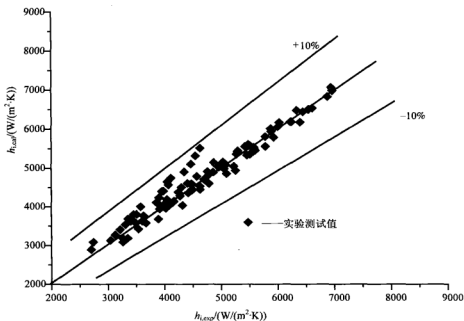


图 4.10 实测流动沸腾换热系数与 Liu-Winterton 公式计算值间的误差

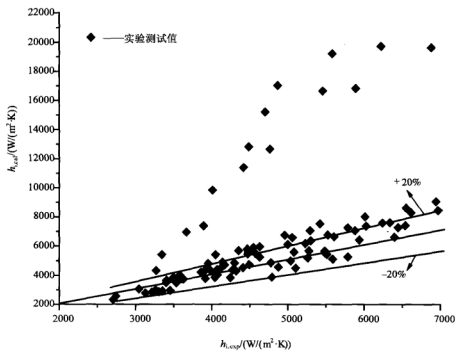


图 4.11 实测流动沸腾换热系数与 Shah 公式计算值间的误差

## 第5章 低温余热发电有机朗肯循环系统模拟

通过前几章的研究,建立了余热介质物性、低温余热发电有机朗肯循环工质的物性及有机工质管内流动换热的计算方法。系统性能(如净输出功率、热效率、烟效率、换热面积等)受众多因素的综合影响,这些因素与系统性能间存在复杂的函数关系,为了研究各因素对有机朗肯循环性能的影响,本章在对有机朗肯循环系统中各设备、部件(工质加压泵、余热回收加热器、有机透平、回热器、凝汽器)进行建模的基础上,并结合烟分析,建立模拟计算低温余热发电有机朗肯循环系统的有关性能或评价指标的数学模型,为系统的设计及性能的改善和优化提供依据。

### 5.1 低温余热发电有机朗肯循环流程

图 5.1 和图 5.2 是在透平膨胀机的排汽温度较高时采用带回热的低温余热发电有机朗肯循环系统流程图和  $T$ - $S$  图示。循环工质从储液罐里的状态点 2 被加压泵升压至蒸发压力下的过冷液体状态 3,在回热器中吸收透平膨胀机排气的热量后,被预热到余热锅炉进口状态 4,经过余热锅炉预热段(省煤器)中余热介质的加热

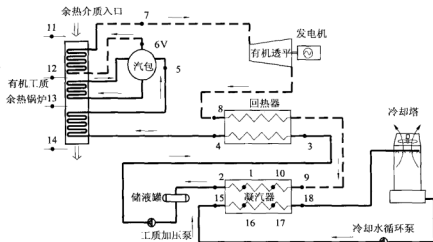


图 5.1 带回热有机朗肯循环流程图

后,被加热到状态点 5,进入锅炉汽包(气液分离器),工质在余热锅炉的蒸发段中

被循环加热、蒸发，经过汽包分离出来的饱和工质蒸气 6V 在余热锅炉的过热段中被加热到透平进口过热蒸气状态 7，工质蒸气在透平中膨胀输出功量，驱动发电机输出电量，透平排气 8 通过回热器将热量传给余热锅炉进口的液体工质，从回热器出来的气态工质 9 进入凝汽器中，被在冷却水塔里循环降温后的冷却水冷凝到加压泵进口状态 2，重新进入下一个循环。

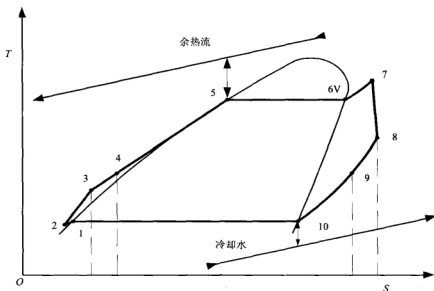


图 5.2 带回热有机朗肯循环的  $T$ - $S$  图示

## 5.2 低温余热发电有机朗肯循环模拟

低温余热有机朗肯循环由余热锅炉、透平膨胀机、凝汽器、工质加压泵、冷却水和余热介质输送辅助系统及发电机等部分构成。余热锅炉中又分为三个不同的加热段：①预热段；②蒸发段；③过热段。对系统性能的模拟需在对各组成部分建模的基础上进行。

### 5.2.1 模拟模型

#### 1. 工质加压泵模型

加压泵所需的实际比轴功为

$$w_p = \frac{\int_{p_2}^{p_3} v dp}{\eta_{\text{pump}}} \quad (5.1)$$

式中,  $p_2$  为加压泵进口工质的压力, Pa;  $p_3$  为加压泵出口工质的压力, Pa;  $\eta_{\text{pump}}$  为加压泵在工作点的总效率, 与加压泵的结构、性能、机械传动效率有关;  $v$  为工质的比容积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

因液体的压缩性比较小, 式(5.1)可作如下简化:

$$\int_{p_2}^{p_3} v dp \approx \frac{v_2 + v_3}{2} (p_3 - p_2) \quad (5.2)$$

$$p_3 - p_2 = (p_{\text{evap}} - p_{\text{cond}}) + \Delta p_{\text{Rf}} \quad (5.3)$$

式中,  $v_2$ 、 $v_3$  为工质在加压泵进出口处的比容积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $\Delta p_{\text{Rf}}$  为工质在整个循环回路中流动的总阻力, 与设备、管路的布置与具体的结构几何参数有关, Pa。由于工质在管路及设备里的流动情况十分复杂, 且鉴于加压泵耗功率只占透平输出功率中极小的部分, 特作以下简化。

(1) 将工质在整个循环管路里的流动总阻力简化为

$$\Delta p_{\text{Rf}} = 0.6 \text{ MPa}$$

(2) 仅在计算工质加压泵的耗时考虑管内工质的流动阻力, 在进行其余热力参数计算时, 假设动力循环的高压管路及设备里的压力均等于蒸发压力, 低压部分管路及设备里的压力等于凝结压力。

工质加压泵的总效率为

$$\eta_{\text{pumpR}} = \eta_{\text{is}} \eta_{\text{m}} \quad (5.4)$$

式中,  $\eta_{\text{is}}$  为工质加压泵的绝热压缩效率;  $\eta_{\text{m}}$  为加压泵的机械传动效率。为了简便起见, 取  $\eta_{\text{pumpR}} = 0.65$ 。

工质在凝结器出口的过冷度一般保持在  $\Delta T_{\text{s}} = 0.5 \sim 0.6 \text{ K}$  比较合适<sup>[67]</sup>。当确定了过冷度后, 工质加压泵进口状态点 2 的其余热力参数可由工质的 PR 状态方程确定, 即

$$T_2 = T_{\text{cond}} - \Delta T_{\text{subcool}}, \quad p_2 = p_{\text{cond}} \quad (5.5)$$

$$s_2 = f(T_2, p_2) \quad (5.6)$$

$$h_2 = f(T_2, p_2) \quad (5.7)$$

假定工质在加压泵等熵压缩后的理想状态点为 3S。

因  $s_{3S} = s_3$ ,  $p_{3S} = p_{\text{evap}}$ , 故状态点 3S 的其余参数均可以确定, 即

$$T_{3S} = f(s_{3S}, p_{3S}) \quad (5.8)$$

$$h_{3S} = f(s_{3S}, p_{3S}) \quad (5.9)$$

加压泵的绝热压缩效率

$$\eta_{\text{is}} = \frac{h_{3S} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (5.10)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3S} - h_2}{\eta_{\text{is}}} \quad (5.11)$$

由  $h_3$  与  $p_3 = p_{\text{evap}}$ , 便可由状态方程确定状态点 3 的温度, 即

$$T_3 = f(h_3, p_3) \quad (5.12)$$

## 2. 透平模型

假设工质蒸气在透平里等熵膨胀后的理想状态点为 8S, 显然,  $s_{8S} = s_7$ ,  $p_{8S} = p_{\text{cond}}$ , 状态点 8S 的其余参数由状态方程便能确定, 即

$$T_{8S} = f_s(s_{8S}, p_{8S}) \quad (5.13)$$

$$h_{8S} = f_h(s_{8S}, p_{8S}) \quad (5.14)$$

透平的相对内效率

$$\eta_T = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8S}} \quad (5.15)$$

因此

$$h_8 = h_7 - \eta_T(h_7 - h_{8S}) \quad (5.16)$$

透平的相对内效率受很多因素的影响, 随工况的改变而变化。为了简化起见, 将  $\eta_T$  近似作定值处理。对于压力、温度变化范围不大的低温余热发电有机朗肯循环系统而言, 这种简化具有一定的合理性。



由  $h_8$  与  $p_8=p_{\text{cond}}$  可确定透平排气点 8 的其余参数, 即

$$T_8 = f_T(h_8, p_8) \quad (5.17)$$

$$s_8 = f_s(h_8, p_8) \quad (5.18)$$

透平实际输出的比功为

$$w_T = \eta_m (h_7 - h_8) \quad (5.19)$$

式中,  $\eta_m$  为透平及发电机组的机械效率。

### 3. 回热器模型

如图 5.3 所示, 在透平膨胀机排气温度  $T_8$  比凝结温度高出很多时, 需设置回热器, 用透平排气将加压泵出口液态工质由  $T_3$  加热到  $T_4$ , 这样可以提高动力循环的热效率。

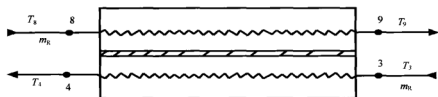


图 5.3 回热器示意图

在换热过程中, 冷、热流体均未发生相变, 可采用回热器效能  $\varepsilon$  来建立回热器的数学模型。根据换热器效能  $\varepsilon$  的定义, 有

$$\varepsilon_{\text{int}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_3} \quad (5.20)$$

由式(5.20)可知,  $\varepsilon$  的大小表示了冷、热流体之间的换热程度,  $\varepsilon$  越小, 回热量也越少; 当  $\varepsilon=0$  时, 便可表示不设置回热器的情况, 显然有  $0 \leq \varepsilon < 1$ 。

在确定了回热器效能  $\varepsilon$  后, 透平排气在经过回热器换热之后的温度  $T_9$  便可由式(5.20)确定

$$T_9 = (1 - \varepsilon)T_8 + \varepsilon_{\text{int}}T_3 \quad (5.21)$$

在忽略工质在回热器中的流动阻力时

$$p_9 = p_{\text{cond}}, \quad p_4 = p_{\text{evap}} \quad (5.22)$$

由工质的压力  $p$  及温度  $T$  两个独立的热力参数, 便可由状态方程求出在回热器出口气态工质 9 点的其余热力参数( $h, s$ ), 即

$$h_9 = f_h(p_9, T_9) \quad (5.23)$$

$$s_9 = f_s(p_9, T_9) \quad (5.24)$$

对回热器建立能量守恒方程

$$h_4 = h_3 + (h_8 - h_9) \quad (5.25)$$

回热器出口液态工质 4 的其余参数可由工质的状态方程确定, 即

$$T_4 = f_T(p_4, h_4) \quad (5.26)$$

$$s_4 = f_s(p_4, h_4) \quad (5.27)$$

假定在回热器的换热过程中冷、热流体的比热容保持不变, 将回热器冷、热流体间的换热按纯逆流换热考虑, 回热器中的对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{(T_9 - T_3) - (T_8 - T_4)}{\ln \frac{T_9 - T_3}{T_8 - T_4}} \quad (5.28)$$

设回热器冷、热流体间的平均传热系数为  $U_{\text{int}}$ , 所需传热面积为

$$A_{\text{int}} = \frac{m_R (h_8 - h_9)}{U_{\text{int}} \Delta t_m} \quad (5.29)$$

#### 4. 余热锅炉预热段(省煤器)模型

如图 5.4 所示, 余热介质在经过预热段(省煤器)的换热之后, 其温度下降到最终排放状态点 14, 工质给液被加热到汽包(气液分离器)的进口状态点 5。

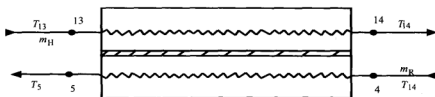


图 5.4 预热段示意图

为了确保预热器中工质流动与传热工况的稳定性,一般均将预热段设计成工质在预热之后处于蒸发压力下的欠焓或饱和液体状态。

设蒸发温度为  $T_{\text{evap}}$ , 接近点温差为  $\Delta T_{\text{app}}$ , 则

$$T_5 = T_{\text{evap}} - \Delta T_{\text{app}} \quad (5.30)$$

由余热锅炉的工质进口状态 5 的压力与温度, 便可通过状态方程求其比焓, 即

$$h_5 = f_h(T_5, p_{\text{evap}}) \quad (5.31)$$

对预热段建立能量守恒方程

$$m_R(h_5 - h_4) = m_H C_{pH}(T_{13} - T_{14}) \quad (5.32)$$

工质在预热段加热过程中的平均比热容计算如下:

$$C_{\text{eco}} = \frac{h_5 - h_4}{T_5 - T_4} \quad (5.33)$$

预热段冷、热流体热容之比:

当  $m_R C_{\text{eco}} < m_H C_{pH}$  时

$$\mu_{\text{eco}} = \frac{m_R C_{\text{eco}}}{m_H C_{pH}} \quad (5.34)$$

当  $m_R C_{\text{eco}} > m_H C_{pH}$  时

$$\mu_{\text{eco}} = \frac{m_H C_{pH}}{m_R C_{\text{eco}}} \quad (5.35)$$

预热段的传热单元数:

当  $m_R C_{\text{eco}} > m_H C_{pH}$  时

$$N_{\text{eco}} = \frac{A_{\text{eco}} U_{\text{eco}}}{m_H C_{pH}} \quad (5.36)$$

当  $m_R C_{\text{eco}} < m_H C_{pH}$  时

$$N_{\text{eco}} = \frac{A_{\text{eco}} U_{\text{eco}}}{m_R C_{\text{eco}}} \quad (5.37)$$

将预热段冷热流体的传热温差近似按纯逆流换热模式计算, 可得预热段的效能为

$$\varepsilon_{\text{eco}} = \frac{1 - \exp[-N_{\text{eco}}(1 - \mu_{\text{eco}})]}{1 - \mu_{\text{eco}} \exp[-N_{\text{eco}}(1 - \mu_{\text{eco}})]} \quad (5.38)$$

根据换热器效能的定义, 显然有:

当  $m_R C_{\text{eco}} > m_H C_{pH}$  时

$$\varepsilon_{\text{eco}} = \frac{T_{13} - T_{14}}{T_{13} - T_4} \quad (5.39)$$

当  $m_R C_{\text{eco}} < m_H C_{pH}$  时

$$\varepsilon_{\text{eco}} = \frac{T_5 - T_4}{T_{13} - T_4} \quad (5.40)$$

### 5. 余热锅炉汽包模型

如图 5.5 所示, 工质由状态 5 进入到汽包(气液分离器), 在状态 5 处于欠饱和状态下时, 可将汽包内过程简化为: 工质在其内与从蒸发段来的饱和蒸气进行直接接触换热, 工质被加热到蒸发压力下的饱和液体状态, 进入蒸发段吸热蒸发。

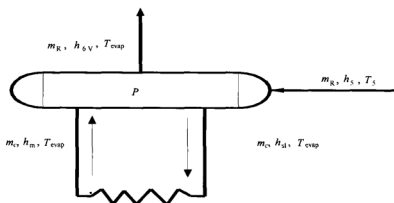


图 5.5 汽包示意图

由纯工质的饱和特性可知, 汽包饱和和蒸气出口 6V 及蒸发段饱和和液体进口的比焓, 可根据状态方程由蒸发温度单一参数计算确定

$$h_{6V} = f_h(T_{\text{evap}}) \quad (5.41)$$

$$h_{sl} = f(T_{\text{evap}}) \quad (5.42)$$

设工质在蒸发压力下的饱和液体比焓为  $h_{sl}$ ，对汽包建立热平衡方程

$$m_R h_5 + m_c h_m = m_R h_{6V} + m_c h_{sl} \quad (5.43)$$

式中， $m_c$  为蒸发段的循环流量，kg/s。

设在蒸发段出口工质气液混合物的干度为  $x$ ，则循环倍率  $K = \frac{1}{x}$ ，显然

$$h_m = x h_{6V} + (1-x) h_{sl} \quad (5.44)$$

因此

$$m_c = K m_R \frac{h_{6V} - h_5}{h_{6V} - h_{sl}} \quad (5.45)$$

由式(5.45)可知，预热段出口工质的欠焓势必导致蒸发段循环流量的加大。

## 6. 余热锅炉蒸发段模型

汽包内的液态工质通过下降管靠重力流入下部连接管(联箱)，再进入各蒸发排管中吸热、蒸发，在下降管与蒸发排管间工质的密度差产生的自然循环力的作用下，通过上升管回到汽包。工质在蒸发段完成气、液相变。蒸发段示意图如图 5.6 所示。

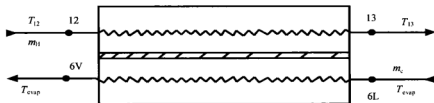


图 5.6 蒸发段示意图

对蒸发段建立热平衡方程

$$m_c (h_m - h_{sl}) = m_H C_{pH} (T_{12} - T_{13}) \quad (5.46)$$

结合式(5.43)，推导可得

$$m_R (h_{6V} - h_5) = m_H C_{pH} (T_{12} - T_{13}) \quad (5.47)$$

蒸发段的传热单元数

$$N_{\text{evap}} = \frac{A_{\text{evap}} U_{\text{evap}}}{m_H C_{pH}} \quad (5.48)$$

同样将蒸发段冷、热流体传热近似按纯逆流换热处理, 蒸发段效能计算如下:

$$\varepsilon_{\text{eco}} = 1 - \exp(-N_{\text{evap}}) \quad (5.49)$$

同理, 根据效能的定义

$$\varepsilon_{\text{eco}} = \frac{T_{12} - T_{13}}{T_{12} - T_{\text{evap}}} \quad (5.50)$$

## 7. 余热锅炉过热段模型

如图 5.7 所示, 在经过汽包内的气液分离装置后, 工质饱和蒸气流入过热加热段被加热到透平进口过热蒸气状态点 7。设蒸气的过热度为  $\Delta T_s$ , 过热段的控制方程为

$$T_7 = T_{\text{evap}} + \Delta T_s \quad (5.51)$$

$$p_7 = p_{\text{evap}} \quad (5.52)$$

过热段出口(即透平进口)点 7 其余热力参数均可由状态方程确定

$$h_7 = f_h(T_7, p_7) \quad (5.53)$$

$$s_7 = f_s(T_7, p_7) \quad (5.54)$$

对过热段建立热平衡方程

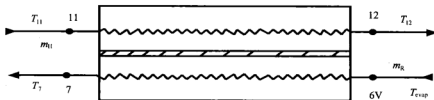


图 5.7 过热段示意图

$$m_R (h_7 - h_{6V}) = m_H C_{pH} (T_{11} - T_{12}) \quad (5.55)$$

工质蒸气在过热段加热过程中的平均比热容

$$C_{hs} = \frac{h_7 - h_{6V}}{T_7 - T_{\text{evap}}} \quad (5.56)$$

过热段冷热流体热容之比为：

当  $m_R C_{hs} < m_H C_{pH}$  时

$$\mu_{hs} = \frac{m_R C_{hs}}{m_H C_{pH}} \quad (5.57)$$

当  $m_R C_{hs} > m_H C_{pH}$  时

$$\mu_{hs} = \frac{m_H C_{pH}}{m_R C_{hs}} \quad (5.58)$$

过热段的传热单元数

当  $m_R C_{hs} > m_H C_{pH}$  时

$$N_{hs} = \frac{A_{hs} U_{hs}}{m_H C_{pH}} \quad (5.59)$$

当  $m_R C_{hs} < m_H C_{pH}$  时

$$N_{hs} = \frac{A_{hs} U_{hs}}{m_R C_{hs}} \quad (5.60)$$

将过热段冷、热流体的传热温差近似为纯逆流换热时，过热段效能为

$$\varepsilon_{hs} = \frac{1 - \exp[-N_{hs}(1 - \mu_{hs})]}{1 - \mu_{hs} \exp[-N_{hs}(1 - \mu_{hs})]} \quad (5.61)$$

根据效能的定义，有：

当  $m_R C_{hs} > m_H C_{pH}$  时

$$\varepsilon_{hs} = \frac{T_{13} - T_{14}}{T_{13} - T_4} \quad (5.62)$$

当  $m_R C_{hs} < m_H C_{pH}$  时

$$\varepsilon_{hs} = \frac{T_5 - T_4}{T_{13} - T_4} \quad (5.63)$$

### 8. 凝汽器过热气体单相冷却段模型

当透平排汽处于凝结压力下的过热蒸气状态时，在凝汽器的入口部分传热模式属于工质气体被冷却降温到饱和和液体状态的单相气体强制对流换热，如图 5.8 所示。

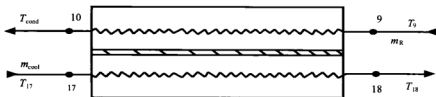


图 5.8 凝汽器过热气体单相冷却段示意图

在通常的工程设计中，为了确保在获得好的冷却效果的同时不会导致过大的循环冷却水量，一般常按经验控制冷却水在凝汽中的温升  $\Delta T_{cl}$  在  $3 \sim 5^\circ\text{C}$  范围，显然

$$T_{18} = T_{15} + \Delta T_{cl} \quad (5.64)$$

由状态方程可确定工质在凝结温度下的饱和气态点 10 的比焓为

$$h_{10} = f_h(T_{\text{cond}}) \quad (5.65)$$

由该段的热平衡方程可得

$$T_{17} = T_{18} - \frac{m_R (h_9 - h_{10})}{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}} \quad (5.66)$$

工质蒸气在被冷却过程中的平均比热容

$$C_{cs} = \frac{h_9 - h_{10}}{T_9 - T_{\text{cond}}} \quad (5.67)$$

过热气体冷却段冷流体的热容之比：

当  $m_R C_{cs} < m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}$  时



$$\mu_{cs} = \frac{m_R C_{cs}}{m_{cool} C_{pcool}} \quad (5.68)$$

当  $m_R C_{cs} > m_{cool} C_{pcool}$  时

$$\mu_{cs} = \frac{m_{cool} C_{pcool}}{m_R C_{cs}} \quad (5.69)$$

传热单元数:

当  $m_R C_{cs} > m_{cool} C_{pcool}$  时

$$N_{cs} = \frac{A_{cs} U_{cs}}{m_{cool} C_{pcool}} \quad (5.70)$$

当  $m_R C_{cs} < m_{cool} C_{pcool}$  时

$$N_{cs} = \frac{A_{cs} U_{cs}}{m_R C_{cs}} \quad (5.71)$$

将该段近似为纯逆流换热时, 可得过热气体冷却段效能

$$\varepsilon_{cs} = \frac{1 - \exp[-N_{cs}(1 - \mu_{cs})]}{1 - \mu_{cs} \exp[-N_{cs}(1 - \mu_{cs})]} \quad (5.72)$$

根据效能的定义, 有:

当  $m_R C_{cs} > m_{cool} C_{pcool}$  时

$$\varepsilon_{cs} = \frac{T_{18} - T_{17}}{T_9 - T_{17}} \quad (5.73)$$

当  $m_R C_{cs} < m_{cool} C_{pcool}$  时

$$\varepsilon_{cs} = \frac{T_9 - T_{cond}}{T_9 - T_{17}} \quad (5.74)$$

## 9. 凝汽器两相冷凝段模型

工质排放的冷凝热占据了凝汽器负荷的很大部分, 因此凝结器中极大部分传热面积是将工质从饱和蒸气冷凝到饱和液体的冷凝段, 如图 5.9 所示。

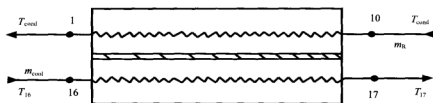


图 5.9 凝汽器两相冷凝段示意图

工质在凝结压力下的饱和液体状态 1 的比焓可由状态方程确定

$$h_1 = f(T_{\text{cond}}) \quad (5.75)$$

由冷凝段热平衡方程可得

$$T_{16} = T_{17} - \frac{m_R (h_{10} - h_1)}{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}} \quad (5.76)$$

推导可得

$$m_R (h_{6V} - h_5) = m_{11} C_{pH} (T_{12} - T_{13}) \quad (5.77)$$

冷凝段传热单元数

$$N_{\text{cond}} = \frac{A_{\text{cond}} U_{\text{cond}}}{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}} \quad (5.78)$$

将冷凝段冷、热流体传热近似为纯逆流换热时, 可得冷凝段效能

$$\varepsilon_{\text{cond}} = 1 - \exp(-N_{\text{cond}}) \quad (5.79)$$

$$\varepsilon_{\text{cond}} = \frac{T_{17} - T_{16}}{T_{10} - T_{16}} \quad (5.80)$$

#### 10. 凝汽器过冷段模型

为了确保工质加压泵的稳定运行, 一般保持其入口液态工质的过冷度控制在  $\Delta T_{\text{subcool}} = 0.5 \sim 0.6 \text{K}$  [67]。过冷段只占凝汽器面积很小的一部分。如图 5.10 所示。

对该段建立热平衡方程

$$m_R (h_1 - h_2) = m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}} (T_{16} - T_{15}) \quad (5.81)$$

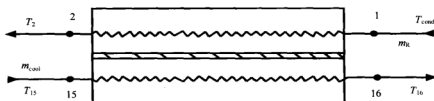


图 5.10 凝汽器过冷段示意图

工质在过冷过程中的平均比热容

$$C_{\text{subc}} = \frac{h_1 - h_2}{T_{\text{cond}} - T_2} \quad (5.82)$$

过冷段冷、热流体的热容之比:

当  $m_R C_{\text{subc}} < m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}$  时

$$\mu_{\text{subc}} = \frac{m_R C_{\text{subc}}}{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}} \quad (5.83)$$

当  $m_R C_{\text{subc}} > m_{\text{H}} C_{p\text{H}}$  时

$$\mu_{\text{subc}} = \frac{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}}{m_R C_{\text{subc}}} \quad (5.84)$$

过冷段的传热单元数:

当  $m_R C_{\text{subc}} > m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}$  时

$$N_{\text{subc}} = \frac{A_{\text{subc}} U_{\text{subc}}}{m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}} \quad (5.85)$$

当  $m_R C_{\text{subc}} < m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}$  时

$$N_{\text{subc}} = \frac{A_{\text{subc}} U_{\text{subc}}}{m_R C_{\text{subc}}} \quad (5.86)$$

将过冷段冷、热流体传热近似为纯逆流换热时, 可得过冷段效能

$$\varepsilon_{\text{subc}} = \frac{1 - \exp[-N_{\text{subc}}(1 - \mu_{\text{subc}})]}{1 - \mu_{\text{subc}} \exp[-N_{\text{subc}}(1 - \mu_{\text{subc}})]} \quad (5.87)$$

当  $m_R C_{\text{subc}} > m_{\text{cool}} C_{p\text{cool}}$  时

$$\varepsilon_{\text{subc}} = \frac{T_{16} - T_{15}}{T_{\text{cond}} - T_{15}} \quad (5.88)$$

当  $m_{\text{R}} C_{\text{subc}} < m_{\text{cool}} C_{\text{pcool}}$  时

$$\varepsilon_{\text{subc}} = \frac{T_{\text{cond}} - T_2}{T_{\text{cond}} - T_{15}} \quad (5.89)$$

### 11. 余热介质(烟气)输送风机模型

设余热烟气从入口到最后排放口管路的总阻力为  $\Delta p_{\text{wf}}$ ，输送风机的总效率为  $\eta_{\text{fan}}$ ，风机所耗功率为

$$W_{\text{wfan}} \approx \frac{m_{\text{H}} \left( \frac{v_{\text{win}} + v_{\text{wout}}}{2} \right) \Delta p_{\text{wf}}}{\eta_{\text{fan}}} \quad (5.90)$$

式中， $v_{\text{win}}$ 、 $v_{\text{wout}}$  分别为余热烟气在风机进、出口的比体积， $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

### 12. 冷却水循环泵模型

设凝汽器冷却水侧回路的总阻力为  $\Delta p_{\text{cf}}$ ，循环水泵的效率为  $\eta_{\text{clpump}}$ ，循环水泵所耗功率为

$$W_{\text{clpump}} \approx \frac{m_{\text{cl}} \left( \frac{v_{\text{clin}} + v_{\text{clout}}}{2} \right) \Delta p_{\text{cf}}}{\eta_{\text{clpump}}} \quad (5.91)$$

式中， $v_{\text{clin}}$ 、 $v_{\text{clout}}$  为冷却水在循环泵的进、出口的比体积， $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

### 13. 循环水冷却塔模型

从凝汽器出来的冷却水一般采用开式冷却塔循环冷却降温，常采用具有高密度填充材料的开式逆流型冷却塔。

冷却塔循环水量

$$m_{\text{cl}} = \frac{m_{\text{R}} (h_9 - h_2)}{c_{\text{pcool}} (t_{18} - t_{15})} \quad (5.92)$$

按质量与能量守恒方程可得冷却塔所需风量(按干空气计算)为

$$m_a = \frac{m_{\text{coolin}} C_{p\text{cool}} (t_{18} - t_{15})}{(h_{\text{aout}} - h_{\text{ain}}) - (d_{\text{aout}} - d_{\text{ain}}) h_{\text{wout}}} \quad (5.93)$$

式中,  $m_{\text{coolin}}$  为冷却塔进口热水质量流量,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $h_{\text{aout}}$  为冷却塔出口空气比焓,  $\text{J}/\text{kg}$  干空气;  $h_{\text{ain}}$  为冷却塔进口空气比焓,  $\text{J}/\text{kg}$  干空气;  $h_{\text{aout}}$  为冷却塔出口空气比焓,  $\text{J}/\text{kg}$  干空气;  $d_{\text{ain}}$  为冷却塔进口空气绝对含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$  干空气;  $d_{\text{aout}}$  为冷却塔出口空气绝对含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$  干空气;  $h_{\text{wout}}$  为冷却塔出口水的比焓,  $\text{J}/\text{kg}$  干空气。

在忽略冷却塔蒸发损失的水量时, 由式(5.93)可得

$$m_a = \frac{Q_{\text{cool}}}{(h_{\text{aout}} - h_{\text{ain}}) - (d_{\text{aout}} - d_{\text{ain}}) C_{p\text{cool}} t_{15}} \quad (5.94)$$

式中,  $Q_{\text{cool}}$  为凝汽器的负荷,  $\text{kW}$ 。

进、出口空气比焓的计算式为

$$h_{\text{aout}} = 1005t_{\text{aout}} + d_{\text{aout}} (2501 + 1.86t_{\text{aout}}) \times 10^3 \quad (5.95)$$

$$h_{\text{ain}} = 1005t_{\text{ain}} + d_{\text{ain}} (2501 + 1.86t_{\text{ain}}) \times 10^3 \quad (5.96)$$

$$d_{\text{ain}} = \frac{0.622 p_{\text{qin}}}{p_{\text{atm}} - p_{\text{qin}}}, \quad d_{\text{aout}} = \frac{0.622 p_{\text{qout}}}{p_{\text{atm}} - p_{\text{qout}}} \quad (5.97)$$

$$p_{\text{qin}} = \varphi_{\text{in}} p_{\text{sin}}, \quad p_{\text{qout}} = \varphi_{\text{out}} p_{\text{sout}} \quad (5.98)$$

式中,  $p_{\text{atm}}$  为当地大气压,  $\text{Pa}$ ;  $\varphi_{\text{in}}$ 、 $\varphi_{\text{out}}$  分别为冷却塔进、出口空气的相对含湿量;  $p_{\text{sin}}$ 、 $p_{\text{sout}}$  分别为水在  $t_{\text{ain}}$ 、 $t_{\text{aout}}$  温度下的饱和蒸发压力,  $\text{Pa}$ 。

将冷却塔出口湿空气状态假定为饱和湿空气, 即  $\varphi_{\text{out}} = 100\%$ , 且其干球温度为冷却水进、出口的平均温度

$$t_{\text{aout}} = \frac{t_{\text{win}} + t_{\text{wout}}}{2} \quad (5.99)$$

由水的 K 函数(饱和线方程)<sup>[136]</sup>

$$p_{\text{sin}} = \exp \left[ \frac{1}{T_{\text{rain}} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i (1 - T_{\text{rain}})^i}{1 + k_6 (1 - T_{\text{rain}}) + k_7 (1 - T_{\text{rain}})^2} - \frac{1 - T_{\text{rain}}}{k_8 (1 - T_{\text{rain}})^2 + k_9}} \right] \quad (5.100)$$

$$p_{\text{sout}} = \exp \left[ \frac{1}{T_{\text{raout}} \left[ 1 + k_6 (1 - T_{\text{raout}}) + k_7 (1 - T_{\text{raout}})^2 \right]} - \frac{1 - T_{\text{raout}}}{k_8 (1 - T_{\text{raout}})^2 + k_9} \right] \quad (5.101)$$

式中, 对比温度为

$$T_{\text{rain}} = \frac{273.15 + t_{\text{ain}}}{647.27}, \quad T_{\text{raout}} = \frac{273.15 + t_{\text{saout}}}{647.27}$$

冷却塔出口湿空气按干空气与水蒸气的理想混合气体计算其比体积, 即

$$v_{\text{aout}} = \frac{R_x T_{\text{aout}}}{p_{\text{atm}}} \quad (5.102)$$

式中, 湿空气气体常数

$$R_x = \frac{d_{\text{aout}}}{1 + d_{\text{aout}}} R_{\text{H}_2\text{O}} + \frac{1}{1 + d_{\text{aout}}} R_a \quad (5.103)$$

式中, 气体常数  $R_{\text{H}_2\text{O}} = 461 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,  $R_a = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

冷却塔出口湿空气体积流量为

$$V_{\text{air}} = m_a (1 + d_{\text{aout}}) v_{\text{aout}} \quad (5.104)$$

冷却塔的通风阻力与填料、空气流速、水流布置等因素有关, 计算很复杂, 为了简便起见, 采用文献[137]推荐的指标估算, 即冷却塔  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  的通风量所耗轴功率为  $0.197506 \text{ kW}$ , 冷却塔风机的耗电量为

$$W_{\text{ctfan}} = \frac{196.506 V_{\text{air}}}{\eta_{\text{ctfan}}} \quad (5.105)$$

式中,  $\eta_{\text{ctfan}}$  为冷却塔风机效率。

#### 14. 传热系数及流动阻力计算模型

因板式换热器具有结构紧凑、传热系数高等优点, 在凝结器及回热器中均采用板式换热器。

##### (1) 板式换热器传热系数计算

$$U_{\text{PHE}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + r_1 + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.106)$$

式中,  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  为换热板片两侧流体的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $\delta$  为板片的厚度,  $\text{m}$ ;  $\lambda$  为板片的导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $r_1$ 、 $r_2$  为板片两侧的单位面积污垢热阻,  $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ 。

换热系数  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  的计算与流型、流体种类、板片形状等因素有关。例如, BP- $\frac{4}{150}$ -36-II 型板换, 其换热准则式如下:

放热侧

$$Nu = 0.091 Re^{0.76} Pr^{0.3}, \quad Re > 500 \quad (5.107)$$

吸热侧

$$Nu = 0.091 Re^{0.76} Pr^{0.4}, \quad Re > 500 \quad (5.108)$$

$$Re = \frac{d_e G}{\mu} = \frac{2m}{\mu L n_1} \quad (5.109)$$

式中,  $m$  为计算侧流体的质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $L$  为流道宽度,  $\text{m}$ ;  $n_1$  为流型布置的通道数。

## (2) 余热锅炉各段传热系数计算。

余热锅炉的主要传热热阻在管外烟气侧, 强化换热的主要环节是减少烟气与传热管外壁间传热环节的热阻。如图 5.11 所示, 假定在余热锅炉的传热管外加装环形翅片, 设基管的外径为  $d_o$ , 翅片的外径为  $d_f$ , 厚度为  $\delta_f$ , 翅片在传热管外的布置密度为  $n_f$  (片/ $\text{m}$ ), 每米翅片管未翅化部分的传热面积为  $A_b$ , 翅片的传热面积为  $A_f$ , 未翅化的每米光管的外表面积为  $A_o$ , 显然有

$$A_b = \pi d_o (1 - n_f \delta_f) \quad (5.110)$$

$$A_f = \left[ \frac{\pi}{2} (d_f^2 - d_o^2) + \pi l_f \delta_f \right] n_f \quad (5.111)$$

$$A_o = \pi d_o \quad (5.112)$$

$$A_T = A_b + A_f \quad (5.113)$$

因翅片管效率为翅片管外表面与管外流体之间的平均温差和基管表面与管外流体之间温差的比值, 按照热平衡方程有

$$\eta_z = 1 - \frac{A_f}{A_T} (1 - \eta_f) \quad (5.114)$$

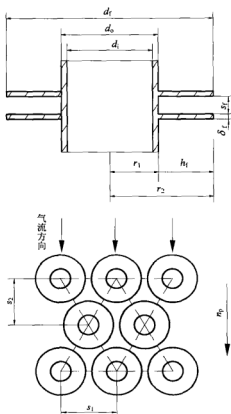


图 5.11 翅片管及管束几何尺寸

式中, 翅片效率  $\eta_f$  计算如下:

$$\eta_f = \frac{2r_1}{m_{fin}(r_2^2 - r_1^2)} \frac{I_1(m_{fin}r_2')K_1(m_{fin}r_1) - I_1(m_{fin}r_1)K_1(m_{fin}r_2')}{I_0(m_{fin}r_1)K_1(m_{fin}r_2') + I_1(m_{fin}r_2')K_0(m_{fin}r_1)} \quad (5.115)$$

式中

$$m_{fin} = \sqrt{\frac{2\alpha_o}{\lambda_f \delta_f}}, \quad r_1 = \frac{d_o}{2}, \quad r_2 = \frac{d_f + \delta_f}{2} \quad (5.116)$$

其中,  $I_0$ 、 $I_1$ 、 $K_0$ 、 $K_1$  表示第一类与第二类修正贝塞尔函数, 下标 0 和 1 表示是零阶与一阶;  $\alpha_o$  为管外对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ 。

对于叉排翅片管换热器, 在空气横掠圆管外环形翅片管束时,  $\alpha_o$  采用 Briggs-Yong 公式<sup>[138]</sup>

$$Nu = C_2 C_s \left( \frac{G_{max} d_e}{\mu} \right)^{0.6} \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (5.117)$$

式中, 对于整体翅片管、焊接翅片管、高频焊翅片管, 当量直径  $d_e = d_o$ ; 对于套



片式、绕片式翅片管,  $d_e = d_b$ ;  $C_z$ 、 $C_s$  分别为管排数及排列方式修正系数。

对于顺排翅片管换热器, 采用 Schmidt 公式<sup>[139]</sup>

$$Nu = 0.2 C_z C_s \left( \frac{G_{\max} d_e}{\mu} \right)^{0.65} \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (5.118)$$

对于如整体翅片管、焊接翅片管、高频焊翅片管, 翅片与基管间不存在接触热阻或接触热阻很小, 若以未翅化的光管外表面积为传热计算的基准, 翅片管的传热系数为

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{2\lambda_p} \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_o \eta_z \beta} + r_o + r_i \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + r_f \left( \frac{A_o}{A_f \eta_f} \right) \quad (5.119)$$

$$\beta = \frac{A_f}{A_o} = \frac{A_f}{\pi d_o} \quad (5.120)$$

对于套片式、绕片式等机械连接的翅片管, 应考虑基管与翅片间的接触热阻, 在采用与基管不同的翅片材料时, 有

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_f} = & \frac{d_o}{2\lambda_b} \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln \left( \frac{d_b}{d_o} \right) + \frac{1}{\alpha_i} \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_o \eta_z \beta} \left( \frac{d_o}{d_b} \right) + r_b \\ & + r_i \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + r_f \left( \frac{A_o}{A_f \eta_f} \right) \end{aligned} \quad (5.121)$$

$$\beta = \frac{A_f}{\pi d_b} \quad (5.122)$$

式中,  $A_o$  为未翅化的每米光管的外表面积,  $m^2$ ;  $\beta$  为翅化比;  $r_o$ 、 $r_i$ 、 $r_f$ 、 $r_b$  分别为翅片管外未翅化部分、管内、翅片表面污垢热阻、基管与翅片套管间的接触热阻,  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $d_b$  为翅片根部直径,  $m$ ;  $\alpha_i$  为管内流体对流换热系数, 由第 4 章建立的各相应半经验关联式计算,  $W/(m^2 \cdot K)$ 。

(3) 余热锅炉中烟气流动阻力计算。

叉排翅片管换热器的压力损失采用 Briggs 等提出的计算公式

$$\Delta p = C_s C_z \left( \frac{G_{\max} d_e}{\mu} \right)^{-0.25} \frac{n_p G_{\max}^2}{2\rho} \quad (5.123)$$

式中,  $n_p$  为顺气流方向的管排数。

## 15. 系统净输出功率及总烟损计算模型

(1) 系统净输出功率。

$$W_{\text{sys}} = W_T - W_P - W_{\text{clpump}} - W_{\text{ctfan}} - W_{\text{wfan}} \quad (5.124)$$

(2) 烟损。

余热锅炉烟气压降烟损

$$I_{\text{HRSG}}^{\Delta p} = m_H \left( \frac{v_{\text{win}} + v_{\text{wout}}}{2} \right) \Delta p_{\text{wf}} \quad (5.125)$$

冷却水循环回路阻力烟损

$$I_{\text{CLWF}} = m_{\text{cl}} \left( \frac{v_{\text{clin}} + v_{\text{clout}}}{2} \right) \Delta p_{\text{cf}} \quad (5.126)$$

冷却塔通风阻力烟损

$$I_{\text{DRAFT}} = 0.196506 V_{\text{air}} \quad (5.127)$$

系统总烟损

$$I_{\text{sys}} = I_{\text{HRSG}}^{\Delta p} + I_{\text{HRSG}}^{\Delta T} + I_{\text{EXIT}} + I_{\text{TURB}} + I_{\text{INT}} + I_{\text{cond}} + I_{\text{CLWF}} + I_{\text{DRAFT}} \quad (5.128)$$

## 5.2.2 系统独立变量(自由度)的确定

热力系统的性能由系统内工质的热工状态参数及组成系统的设备、部件的结构参数共同决定。这些参数可以按取值方式的不同分为：一部分参数是由外部联系条件所确定的独立变量，如余热进口温度、流量、环境温度及大气压力等；还有一部分独立变量的取值可在由约束条件构成的可行域内自由变化，但当这部分独立变量的取值确定后，所有其余相关变量参数便被系统内设备的能量守恒、质量守恒及流动压降等各物理方程唯一地确定。常规设计需要选取的或第6章中进行多参数并行优化的，便是其取值可在由约束条件构成的可行域内自由变化的独立变量。

系统的独立变量可分为热工参数独立变量及结构参数独立变量。热工参数独立变量的个数可以在假定系统中所有设备的结构参数独立变量取值均确定的情况下，根据由各物理方程组成的系统控制方程组有定解的条件求出。

热力系统内部各设备间及与外部系统间通过工质的进、出流动与能量的传输

发生关联。低温余热发电有机朗肯循环系统各部件联系框图如图 5.12 所示。一般工质流的状态需要流量及两个热力状态参数(如温度、压力)共 3 个参数才能确定,属于三参数载能质。但当其中某热力状态参数保持不变、变化较小或其变化对系统性能的影响可以忽略时,只需要 2 个参数便可确定该工质流的状态,属于二参数载能质。此外,就本研究的范畴和目的,如部件的输入、输出电能或机械能,仅需知道其数量大小即可,属于单参数载能质。

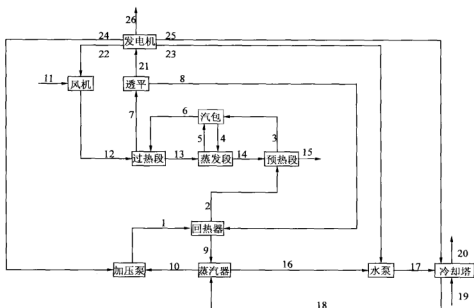


图 5.12 低温余热发电有机朗肯循环系统各部件联系框图

根据热力系统控制方程组的定解条件,可推导出热工参数独立变量的数目  $n_m$  的计算公式<sup>[140,141]</sup>

$$n_m = 3S_3 + 2S_2 + S_1 - \sum_{j=1}^J [2L_3^{(j)} + L_2^{(j)} + 1] \quad (5.129)$$

式中,  $S_3$  为系统中三参数联系的总数;  $S_2$  为二参数联系的总数;  $S_1$  为单参数联系的总数;  $L_3^{(j)}$  为流出部件  $j$  的三参数载能质的数目;  $L_2^{(j)}$  为流出部件  $j$  的二参数载能质的数目;  $J$  为系统部件的总数。

因余热锅炉里烟气的压力变化对其余性能的影响不大,并且管内工质侧的压降相对于工质的压力较小,为了减少独立变量的数目,将余热烟气及管内循环工质流均视为二参数载能质。

由式(5.129)可计算出  $n_m=14$ 。

显然, 余热介质流量  $m_H$ 、入口温度  $t_{11}$ 、余热锅炉接近点温差  $\Delta T_{app}$ 、凝汽器出口工质过冷度  $\Delta T_{subcool}$ 、冷却塔空气入口干球温度  $t_{ain}$ 、含湿量  $d_{ain}$  和大气压力  $p_{atm}$  7 个热工参数均可作为输入的已知参数处理。

因此, 可在由约束条件构成的可行域内自由变化的热工参数独立变量的个数为 7。取蒸发温度  $T_{evap}$ 、凝结温度  $T_{cond}$ 、透平进口温度  $T_7$ 、凝汽器进口冷却水温度  $t_{15}$ 、凝汽器出口冷却水温度  $t_{18}$ 、工质流量  $m_R$ 、回热器效能  $\varepsilon_{int}$  7 个参数为热工参数独立变量。

结构参数独立变量确定为余热锅炉各段的传热管管径  $d_o$ 、传热管布置节距  $s_f$ 、翅片密度  $n_f$ 、翅片高度  $H_f$ 、余热锅炉的宽  $\times$  高 ( $W \times H$ )、共计 14 个参数为结构参数独立变量。

一般情况下, 对于特定的低温余热发电有机朗肯循环系统而言, 下列参数均是已知或可以根据具体情况选定的输入参数:

比热容  $C_{pH}$ 、冷却介质(水)比热容  $C_{pcool}$ 、透平相对内效率  $\eta_T$ 、透平及发电机组的机械效率  $\eta_m$ 、工质加压泵效率  $\eta_{pumpR}$ 、冷却水循环泵效率  $\eta_{clpump}$  和冷却塔风机效率  $\eta_{ctfan}$ 。

此外, 由 2.6.2 节的分析可知, 在凝汽器中发生的烟损占系统总烟损的比例较小, 为了减少变量的维数使问题得到简化, 将凝汽器板式换热器的流道宽度  $L$  及通道数  $n_l$  结构参数作为定值处理。

很显然, 在选定了系统循环工质(本研究选 R245fa)的情况下, 一旦对这 21 个由热工及结构参数构成的独立变量分别取定某一确定值后, 由式(5.1)~式(5.128)物理方程构成的低温余热发电有机朗肯循环系统控制方程组便具备定解条件, 系统各项性能便随之唯一确定。

### 5.2.3 模拟计算结果与分析

#### 1. 模拟计算条件的设定

在接近标准大气压下排放的某余热烟气的组成情况为: 按体积百分比计  $N_2$  占 75%,  $O_2$  占 2%,  $CO_2$  占 12%, 水蒸气占 11%; 质量流量,  $m_H=100\text{kg/h}$ , 烟气在余热锅炉的入口温度  $t_{11}=250^\circ\text{C}$ 。

循环工质: 选 R245fa 作为循环工质。

加压泵入口工质的过冷度  $\Delta T_{subcool}=0.5\text{K}$ 。

忽略预热段出口(汽包进口)工质的欠焓,  $\Delta T_{app}=0\text{K}$ 。

冷源及环境条件: 空气干球温度  $t_{ain}=15^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $\varphi_{in}=55\%$ , 大气压  $p_{atm}=101.325\text{kPa}$ 。

冷却介质：冷却水比定压热容  $c_{pcool}=4.2\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

凝汽器及回热器均选用板式换热器，不锈钢板片规格 BP- $\frac{4}{150}$ -36-II，板厚  $\delta=0.8\text{mm}$ ，冷、热流体侧均采用单程的流程组合方式，逆流布置，板间平均距离为  $3.6\text{mm}$ 。

设备效率：透平相对内效率  $\eta_T=0.8$ ，机械效率  $\eta_m=0.75$ ，工质加压泵效率  $\eta_{\text{pumpR}}=0.8$ ，余热烟气输送风机效率  $\eta_{\text{wfan}}=0.75$ ，冷却水循环泵效率  $\eta_{\text{clpump}}=0.8$ ，冷却塔通风机效率  $\eta_{\text{ctfan}}=0.75$ 。

环境温度：为了便于烟分析，统一取  $t_{\text{surr}}=25^\circ\text{C}$ 。

## 2. 模拟计算结果及分析

研究独立变量各参数对系统主要性能的影响，这些性能分别是烟气经过余热锅炉后的最终排放温度、系统净输出功率、循环烟效率、余热锅炉夹点温差、所需的总传热面积、余热锅炉体积。此外，在有限时间热力学分析方法中将系统净

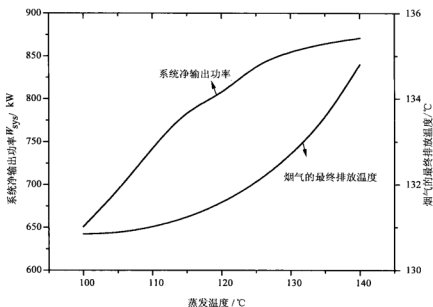


图 5.13 系统净输出功率及烟气的最终排放温度随蒸发温度的变化

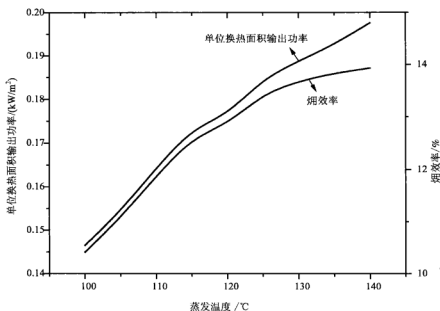


图 5.14 循环效率及单位换热面积输出功率随蒸发温度的变化

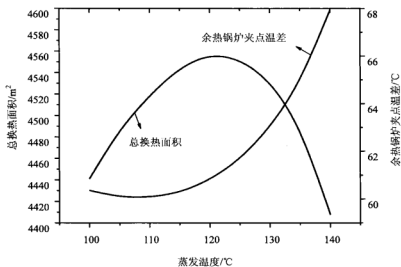


图 5.15 总换热面积及余热锅炉夹点温差随蒸发温度的变化

输出功率与总换热面积的比值，即单位换热面积输出功率作为一个重要的评价指标，因此也分析研究各独立变量参数对该指标的影响情况。

(1) 蒸发温度  $T_{\text{evap}}$ 、凝结温度  $T_{\text{cond}}$  及透平进口蒸气温度  $T_1$  对系统主要性能的影响。

蒸发温度  $T_{\text{evap}}$  的变化对低温余热发电有机朗肯循环系统主要性能的影响如

图 5.13~图 5.15 所示。

可以看出,在凝结温度及透平进口温度保持不变的情况下,随着蒸发温度的升高,循环热效率、最终排放温度、净输出功率及单位换热面积输出功率均随之升高,余热锅炉里的夹点温差也呈增大的趋势。

凝结温度  $T_{\text{cond}}$  对系统主要性能的影响如图 5.16 和图 5.17 所示。

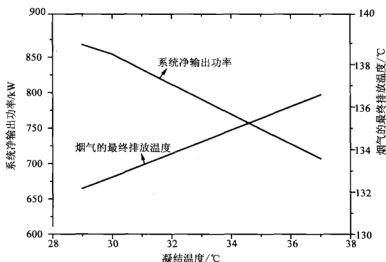


图 5.16 系统净输出功率及烟气的最终排放温度随凝结温度的变化

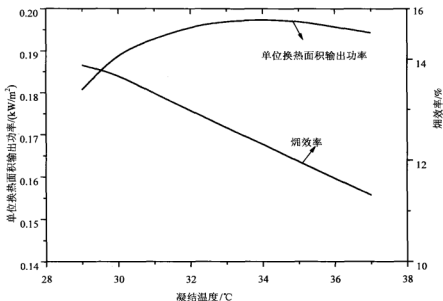


图 5.17 热效率及单位换热面积输出功率随凝结温度的变化

可见,在蒸发温度及透平进口蒸气温度不变的情况下,随着凝结温度的升高,有机朗肯循环的净输出功率及烟效率均下降,而烟气的最终排放温度随之上升;在开始时,随着凝结温度的升高,凝汽器中传热温差增大,对减少换热面积有利,因此单位换热面积输出功率呈现上升趋势;但当凝结温度升高到一定程度后,循环热效率的降低导致净输出功率减少对系统性能的影响占了主导作用,而后,单位换热面积输出功率随凝结温度的升高而下降,即单位换热面积输出功率存在一个最高峰值点。

透平进气温度  $T_7$  对系统主要性能的影响如图 5.18~图 5.20 所示。

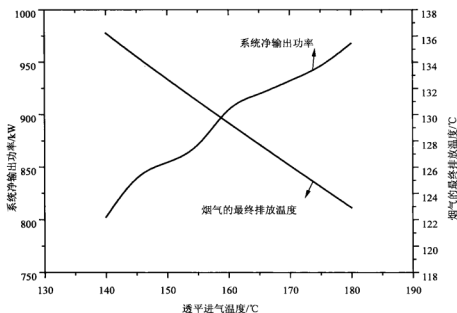


图 5.18 系统净输出功率及烟气的最终排放温度随透平进气温度的变化

由图 5.18~图 5.20 可知,在蒸发温度及凝结温度不变的情况下,随着透平进气温度的升高,有机朗肯循环的净输出功率、烟效率及所需换热面积均上升,而烟气最终排放温度及余热锅炉里夹点温差随之降低。在开始时,随着透平进气温度的升高,系统净输出功率增大,单位换热面积输出功率呈现上升趋势;但当进气温度升高到一定程度后,由于过热部分管内换热能力较差、过热蒸气与烟气间换热温差的减少导致换热面积的增加占据主导作用,而后,单位换热面积输出功率便随透平进气温度的升高而下降,即单位换热面积输出功率存在一个最高峰值点。



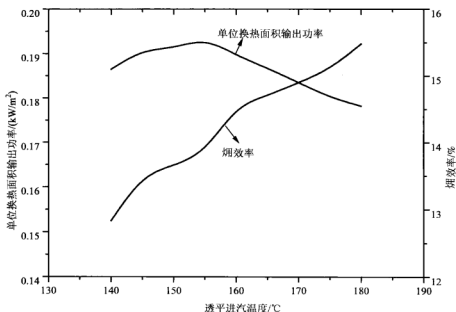


图 5.19 烟效率及单位换热面积输出功率随透平进气温度的变化

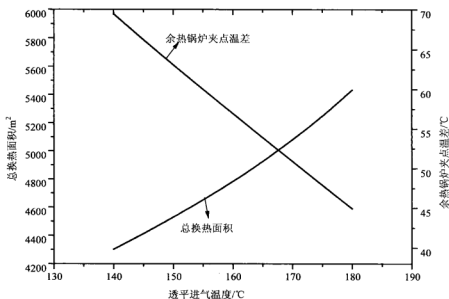


图 5.20 总换热面积及余热锅炉夹点温差随透平进气温度的变化

## (2) 循环工质/烟气质量流量比对系统主要性能的影响。

工质与烟气之间的质量流量比对系统性能的影响较大,当工质流量比较低时,最直接的影响是使透平的输出功率降低,同时会导致烟气的最终排放温度比较高,

烟气的余热不能得到充分的回收。

循环工质/烟气质量流量比对系统主要性能的影响如图 5.21~图 5.23 所示。

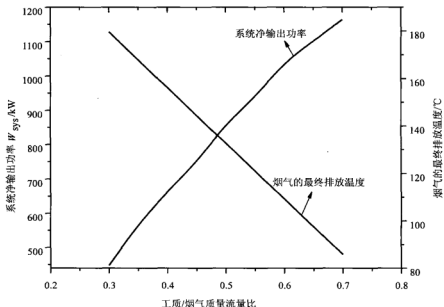


图 5.21 系统净输出功率及烟气的最终排放温度随工质/烟气质量流量比的变化

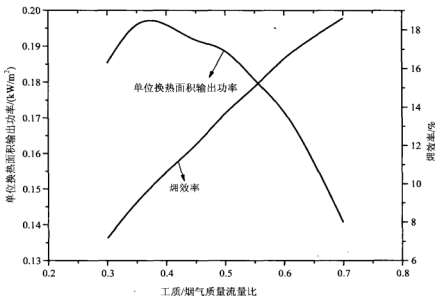


图 5.22 烟效率及单位换热面积输出功率随工质/烟气质量流量比的变化

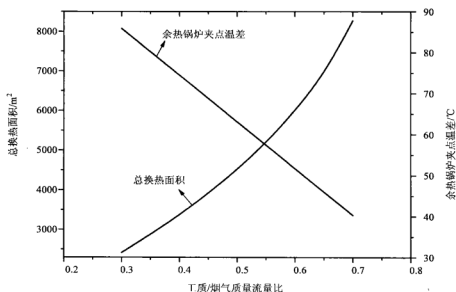


图 5.23 总换热面积及余热锅炉夹点温差随循环工质/烟气质量流量比的变化

从图 5.21~图 5.23 中可见,随着循环工质 R245fa 流量的增加,有机朗肯循环的净输出功率、烟效率及所需换热面积均上升,而烟气最终排放温度及余热锅炉里夹点温差随之降低。在开始时,随着 R245fa 流量的增加,由于系统净输出功率增大,单位换热面积输出功率呈现明显上升趋势。但当 R245fa 流量增加到一定程度后,由于余热锅炉里加热负荷的增加,所需换热面积迅速增大,单位换热面积输出功率呈下降趋势,即单位换热面积输出功率也存在一个最高峰值点。

### (3) 透平排气回热器效能对系统主要性能的影响。

当工质在透平出口的排气温度比较高时,利用排气来预热锅炉给液,可以明显提高效率,同时还减少了余热锅炉里的加热负荷和凝汽器的冷却负荷,对系统的经济性能有利。

透平排气回热器效能  $\varepsilon_{\text{in}}$  对系统主要性能的影响如图 5.24~图 5.26 所示。

可以看出,当透平排气温度较高时,采用回热可提高系统净输出功率、烟效率,因回热措施可减少余热锅炉的加热负荷,所以余热锅炉的容积明显减小。随着回热量的增多,有机朗肯循环的烟效率及净输出功率均升高,但回热同时也导致余热锅炉预热段进液温度的上升,从而使烟气的最终排温升高。因此,回热措施及回热器效能对烟效率的影响不明显。因回热器可采用板式、板翅式换热器等高效紧凑式换热设备,传热系数较高,因此在开始阶段,随着回热量的增加,系统所需总换热面积随回热量的增加并不明显,但当达到一定回热量时,冷却后的排气温度接近凝结温度,回热器中传热温差较小,总换热面积随回热量的增加而

上升的趋势越加明显。单位换热面积输出功率也存在一个最高峰值点。

(4) 冷却水进水温度  $T_{15}$  及温升  $\Delta T_{cl}$  对系统主要性能的影响。

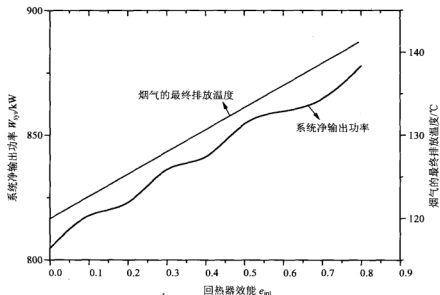


图 5.24 系统净输出功率及烟气的最终排放温度随回热器效能的变化

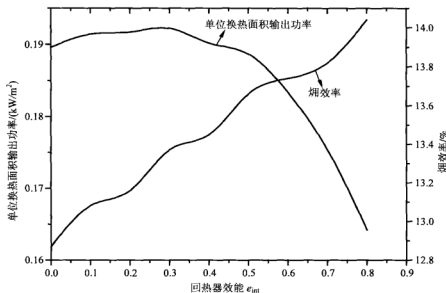


图 5.25 烟效率及单位换热面积输出功率随回热器效能的变化

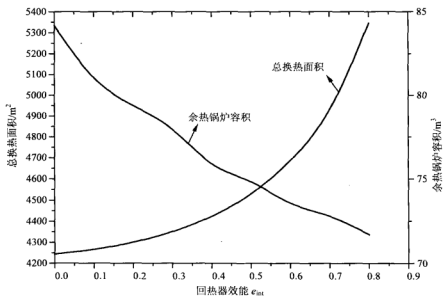


图 5.26 总换热面积及余热锅炉容积随回热器效能的变化

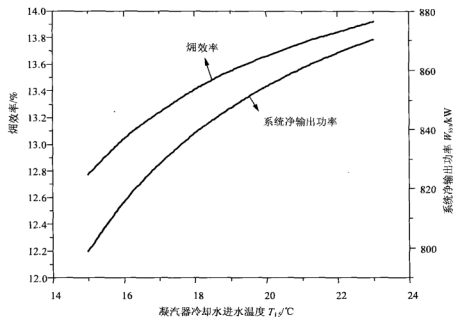


图 5.27 循环效率及净输出功率随凝汽器冷却水进水温度的变化

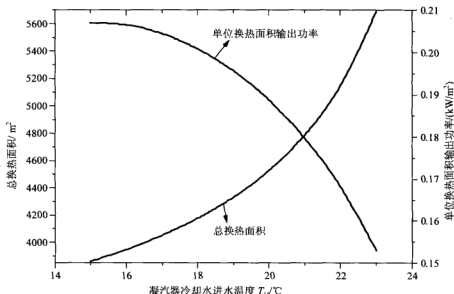


图 5.28 总换热面积及单位换热面积输出功率随凝汽器冷却水进水温度的变化规律

凝汽器冷却水进水温度的高低会同时影响到凝汽器和冷却塔的性能,当冷却水进水温度较低时,凝汽器里的传热温差较大,可以减少凝汽器的换热面积;但降低冷却水进水温度势必导致冷却塔的耗电量及体积的增大。

凝汽器冷却水进水温度  $T_{15}$  对系统主要性能的影响如图 5.27 和图 5.28 所示。

可见,随着凝汽器冷却水进水温度的升高,由于冷却塔风机耗电量的降低,系统净输出功率及焓效率均上升。冷却水进水温度的升高会导致凝汽器中传热温差减小,系统所需总换热面积迅速增加,同时导致单位面积输出功率也呈明显下降趋势。

冷却水温升  $\Delta T_{cl}$  对系统主要性能的影响如图 5.29 和图 5.30 所示。

由此可见,凝汽器冷却水温升对系统性能存在两个相反方向的作用。随着冷却水温升的增加,所需冷却水量迅速降低,冷却水循环泵的耗电量下降,有机朗肯循环的净输出功率及系统焓效率均升高。另外,冷却水温升的增加,带来冷却水在凝汽器的出水温度升高,导致凝汽器中传热温差减小,系统所需总换热面积迅速增加。这正、反两方向的作用使单位换热面积输出功率也存在一个最高峰值点。

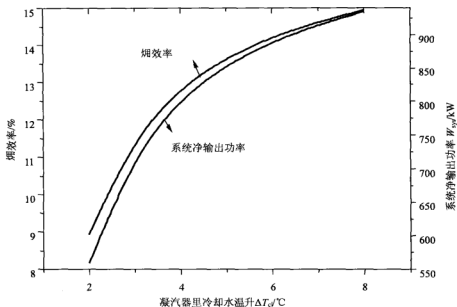


图 5.29 循环烟效率及净输出功率随冷却水温升的变化规律

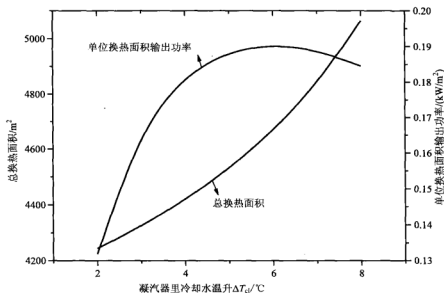


图 5.30 总换热面积及单位换热面积输出功率随冷却水温升的变化规律

## (5) 余热锅炉结构参数对系统主要性能的影响。

余热锅炉的主要结构参数独立变量为预热段、蒸发段及过热段内传热管管径、

传热管间节距、翅片高度、翅片密度、锅炉横截面尺寸。为了强化烟气侧换热，必须在余热锅炉传热管外烟气侧采用翅片传热管。余热锅炉的结构参数除了影响其传热性能外，还影响烟气侧流动阻力，从而影响系统性能。

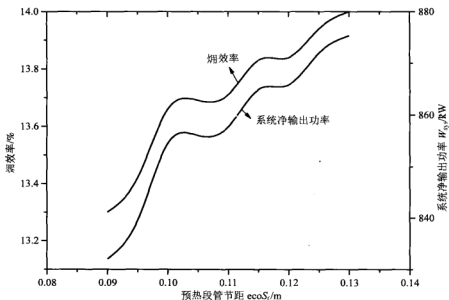


图 5.31 烟效率及系统净输出功率随预热段管节距的变化

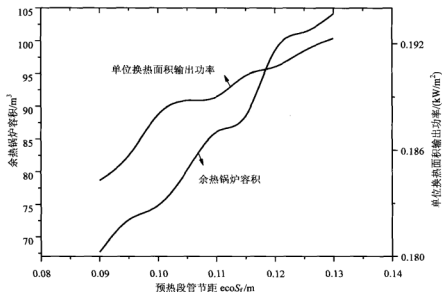


图 5.32 余热锅炉容积及单位换热面积输出功率随预热段管节距的变化



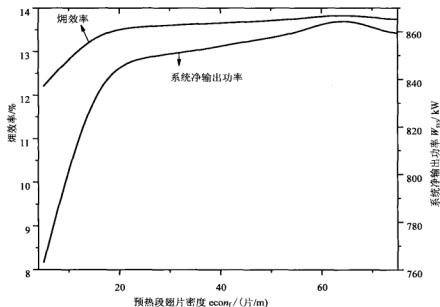


图 5.33 烟效率及系统净输出功率随预热器翅片密度的变化

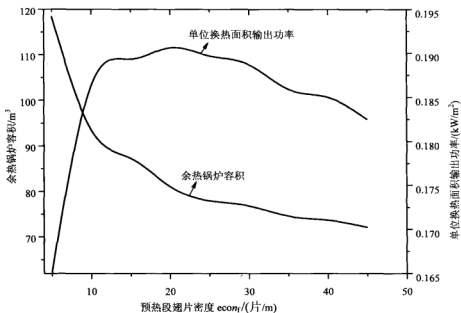


图 5.34 余热锅炉容积及单位换热面积输出功率随预热器翅片密度的变化

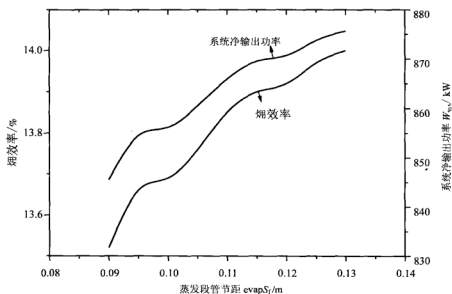


图 5.35 烟效率及系统净输出功率随蒸发段管节距的变化

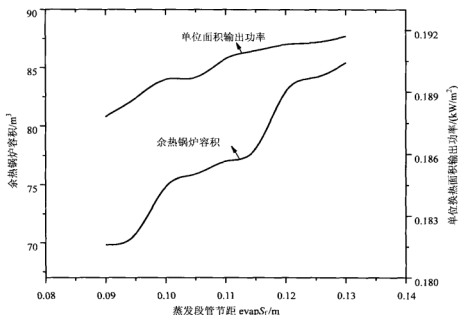


图 5.36 余热锅炉容积及单位换热面积输出功率随蒸发段管节距的变化

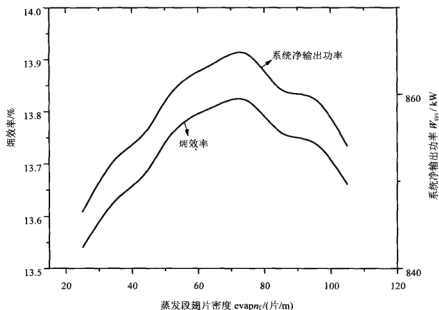


图 5.37 焓效率及系统净输出功率随蒸发段翅片密度的变化

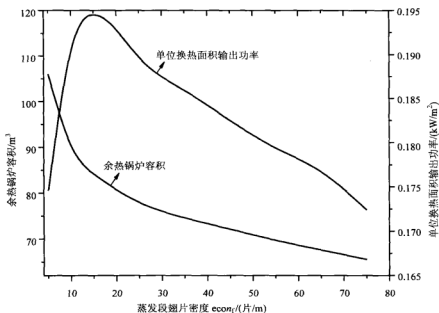


图 5.38 余热锅炉容积及单位换热面积输出功率随蒸发段翅片密度的变化

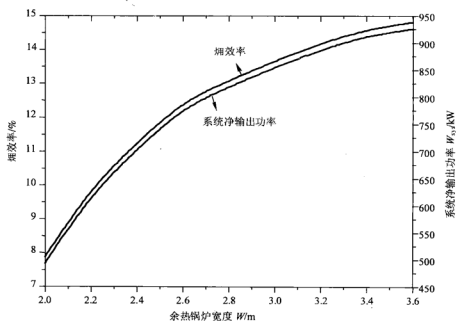


图 5.39 烟效率及系统净输出功率随余热锅炉宽度的变化

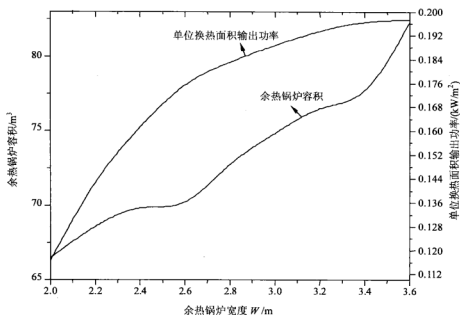


图 5.40 余热锅炉容积及单位换热面积输出功率随余热锅炉宽度的变化

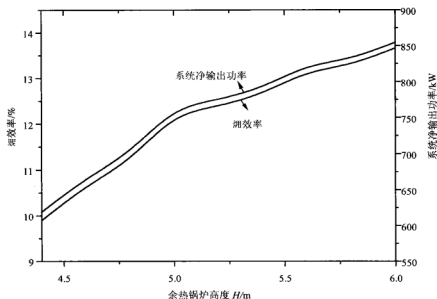


图 5.41 炉效率及系统净输出功率随余热锅炉高度的变化

因过热段加热负荷占余热锅炉总的加热负荷的比例较小,对系统性能的影响不显著,以下仅列出余热锅炉中蒸发段、预热段(省煤器)及锅炉横截面结构参数独立变量对系统主要性能的影响。

预热段传热管间节距、预热段翅片密度、蒸发段传热管间节距、蒸发段翅片密度和锅炉横截面(宽×高)对系统主要性能的影响如图 5.31~图 5.41 所示。

由图 5.31~图 5.41 可知,各结构参数独立变量与系统性能间存在十分复杂的函数关系。在传热管布置较密的情况下,加大传热管间节距可减小烟气侧流动压降烟损,使系统净输出功率、炉效率及单位换热面积输出功率均明显上升。但加大管间节距将导致余热锅炉体积的迅速增加,使其紧凑性降低。在传热管翅化率较低时,提高翅片密度可增大冷、热流体间的传热系数,降低传热温差,从而减少温差传热烟损,同时也可增加每米传热管的有效换热面积,从而减少烟气流动方向上的传热管排数,降低烟气侧的流动阻力,降低流动压降烟损,使净输出功率明显增加。但当传热管的翅片密度增加到一定数量时,翅片的增加将导致烟气侧流动阻力大幅度上升,流动压降烟损急剧上升,净输出功率及炉效率反而随翅片密度的增加开始呈下降趋势。由此可见,系统中流动压降烟损与温差传热烟损间存在如何匹配的问题。余热锅炉的断面尺寸极大地影响烟气侧流动阻力,增大断面尺寸便可使净输出功率及炉效率增加,但会导致余热锅炉体积的增大。

## 第 6 章 有机朗肯循环热力系统的优化设计方法

常规火力发电动力循环系统的设计是根据一些设计手册或技术措施推荐的经验数据,确定决定系统性能的各独立变量的取值,然后再对相关物理方程进行求解,便可确定系统的所有相关参数,并在此基础上完成系统及相关设备、部件的布置及加工图纸的绘制。低温余热发电系统的工况及操作条件各不相同,没有可供参考且普遍适用的经验数据。此外,低温余热发电热力系统普遍存在传热温差小、所需传热面积较大等缺点,如对热力循环的热工参数和各设备、部件的结构参数这些独立变量的取值不合理,将严重影响系统的性能。通过第 5 章建立了低温余热发电有机朗肯循环系统的模拟模型,可以看出,系统性能主要受由热工及结构参数构成的 21 个独立变量的综合影响,在各独立变量给定某值的情况下,低温余热发电有机朗肯循环系统的各项性能便随之确定。因此,有必要对系统的这 21 个独立变量进行多参数并行优化。

在进行低温余热发电有机朗肯循环系统的实际项目设计时,结合工程的具体情况,便可确定相关目标函数和约束条件,基于数学规划理论,就能建立低温余热发电有机朗肯循环系统优化设计的数学模型,从而为相关工程的设计及设备制造由“可行”进步成“更优”乃至逼近“最优”提供方法与依据。

### 6.1 单目标优化数学模型

#### 1. 目标函数

一般而言,热力系统的目标函数是在特定的热工及结构参数约束条件下,用来评价系统性能的某一项或多项性能指标。按实际项目的需要,可以选择单一技术指标或经济指标作为目标函数,也可以选择技术指标和经济指标多重目标同时作为目标函数来评价系统的性能。

#### 2. 不等式约束条件

为了满足理论及技术上的可行性要求,同时使系统独立变量在优化过程中的取值都在可行域内,热力系统的某些热工参数、流动参数及结构参数必须满足一定的约束条件。此外,从系统运行的可靠性及制造工艺要求出发,通常需要对热力系统的一些特性值加以约束。

热工参数的热力学约束条件

$$T_c > T_{\text{evap}} > T_{\text{cond}} > T_{17} \quad (6.1)$$

$$T_{11} > T_7 > T_{\text{evap}} \quad (6.2)$$

$$T_{13} > T_{\text{evap}} \quad (6.3)$$

$$T_9 > T_{\text{cond}} \quad (6.4)$$

$$T_{14} > T_4 \quad (6.5)$$

$$1 > \varepsilon_{\text{int}} > 0 \quad (6.6)$$

$$T_{11} > T_{12} > T_{13} > T_{14} \quad (6.7)$$

$$T_{18} > T_{17} > T_{16} > T_{15} \quad (6.8)$$

蒸发压力约束条件

$$p_{\text{max}} > p_{\text{evap}} \quad (6.9)$$

尾部受热金属面酸露点温度约束条件

$$T_{14} > T_{\text{dew}} \quad (6.10)$$

为了简化起见, 取  $T_{\text{dew}}=100^\circ\text{C}$ 。

理论上, 从凝汽器出来的冷却水在冷却塔中能被降温到进口状态空气对应的湿球温度  $T_{\text{wb}}$ , 但这样会导致冷却塔尺寸庞大、造价高昂。因此, 需要增加对冷却塔冷幅的约束条件

$$T_2 > T_{15} > T_{\text{wb}} + (3 \sim 5) \quad (6.11)$$

采用湿流体时, 为了避免透平叶片的液滴冲蚀, 减少湿汽损失, 需控制透平末级工质的最低干度(假定最低干度为 88%), 即

$$x_8 > 0.88 \quad (6.12)$$

取翅片厚度  $\delta_f = 1.4\text{mm}$ , 传热管壁厚  $\delta_p = 4\text{mm}$ 。

结构参数约束条件如下:

翅片高度

$$h_f = \frac{d_f - d_o}{2} > 12.7\text{mm} \quad (6.13)$$

传热管外径

$$d_o > 38\text{mm} \quad (6.14)$$

管间节距

$$s_f \geq 1.2d_o + 2h_f \quad (6.15)$$

翅片密度

$$n_f \leq 200 \text{ (片/m)} \quad (6.16)$$

断面尺寸

$$W \times H \leq 6000\text{mm} \times 6000\text{mm} \quad (6.17)$$

为了保证余热锅炉里的传热系数和管内工质的压降在合理范围内,需对管内工质流速的范围加以约束。在蒸发段采用自然循环时,选用下列管内工质流速的控制范围<sup>[142~146]</sup>。

余热锅炉的预热段

$$2\text{m/s} > u_R > 0.6\text{m/s} \quad (6.18)$$

余热锅炉的蒸发段

$$4.5\text{m/s} > u_R > 0.35\text{m/s} \quad (6.19)$$

余热锅炉的过热段

$$40\text{m/s} > u_R > 8\text{m/s} \quad (6.20)$$

此外,在优化搜索过程中约束所有独立变量的取值均要求大于零。

在以上模型中的热工参数独立变量按某种合适的规则确定后,对上述最优化问题的求解,即简化为对低温余热发电有机朗肯循环中换热设备、部件结构几何尺寸的优化,也就是换热设备的结构优化设计方法。

### 3. 优化算法

根据数学规划理论,可采用罚函数法将具有不等式约束条件的最优化问题转化为无约束条件的最优化问题,即

$$\text{Pen}_i = \begin{cases} |IQ_i| & \text{(当第 } i \text{ 项不等式约束不满足时)} \\ 0 & \text{(当满足第 } i \text{ 项不等式约束时)} \end{cases} \quad (6.21)$$



式中,  $IQ_i$  为最优化数学模型中第  $i$  项不等式约束条件表达式。

在以系统总烟损失为目标函数时, 障碍函数为

$$F = I_{\text{sys}} + \sum_{i=1}^n C_i \text{Pen}_i \quad (6.22)$$

将具有不等式约束条件的最优化问题转化为求解障碍函数的最小值

$$\min: F = I_{\text{sys}} + \sum_{i=1}^n C_i \text{Pen}_i \quad (6.23)$$

式中,  $C_i$  为罚函数系数, 当其值足够大时, 可确保优化搜索过程在不等式约束构成的可行域内进行, 但会影响到计算速度, 取为 100;  $n$  为不等式约束条件的数目。

对于复杂多维非线性最优化问题, 常采用最速下降法, 其独立变量  $\mathbf{X}$  (向量) 的迭代公式为<sup>[110]</sup>

$$\mathbf{X}^{(k+1)} = \mathbf{X}^{(k)} - \lambda_k \nabla f_{(\mathbf{X}^{(k)})} \quad (6.24)$$

目标函数  $f(\mathbf{X})$  的梯度  $\nabla f_{(\mathbf{X})}$  可用以下近似算法确定:

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} \approx \frac{f(x_i + \Delta x_i) - f(x_i)}{\Delta x_i} \quad (6.25)$$

此外, 就本研究低温余热发电有机朗肯循环系统而言, 式(6.24)中的向量  $\mathbf{X}$  即是由第 5 章得出的由热工及结构参数构成的 21 个独立变量组成的向量。

因该数值方法基于 Newton-Raphson 法, 求解速度较快, 但对具有多个极值点的复杂非线性规划问题, 该方法只能求得在独立变量所赋初值附近的局部极值。当初值偏离系统最佳设计工况较远时, 难以得到全局最优值<sup>[110]</sup>, 因此, 该算法只能对现有系统性能进行一定程度的改进。

20 世纪 80 年代发展起来的遗传算法提供了一种求解非线性、多模型、多目标等复杂系统优化问题的通用框架。该算法摒弃了传统算法的变量搜索方式, 模拟自然界生物的进化过程, 采用人工进化的方式对变量空间进行随机优化搜索。且该算法是以全局并行方式来搜索优化群体中的最优个体, 以求得满足要求的最优解。该算法具有对初值、对变量及函数的连续性等要求不高、当初始种群范围和种群尺度设置恰当时便能逼近全局最优解等优点<sup>[147~150]</sup>。

因此, 采用遗传算法对低温余热发电有机朗肯循环系统独立变量进行多参数并行优化。

## 6.2 单目标优化方法

### 6.2.1 系统净输出功率或总焓损评价指标优化法

#### 1. 优化数学模型

以整个余热发电有机朗肯循环系统总焓损失或净输出功率为单一目标函数

$$\min: I_{\text{sys}} = I_{\text{HRSG}}^{\Delta T} + I_{\text{HRSG}}^{\Delta p} + I_{\text{EXIT}} + I_{\text{TURB}} + I_{\text{INT}} + I_{\text{cond}} + I_{\text{CLWF}} + I_{\text{DRAFT}} \quad (6.26)$$

或

$$\max: W_{\text{sys}} = W_{\text{T}} - W_{\text{P}} - W_{\text{clpump}} - W_{\text{ctfan}} - W_{\text{wfan}} \quad (6.27)$$

式中, 系统总焓损  $I_{\text{sys}}$  与各独立变量间关联的物理方程见式(5.128); 系统净输出功率  $W_{\text{sys}}$  的物理方程见式(5.124)。

#### 2. 优化结果及分析

在接近标准大气压下排放的某余热烟气的组成情况为: 按体积百分比计,  $\text{N}_2$  占 75%,  $\text{O}_2$  占 2%,  $\text{CO}_2$  占 12%, 水蒸气占 11%; 烟气在余热锅炉的入口温度  $t_{11}=250^\circ\text{C}$ , 流量  $m_{\text{H}}=100\text{kg/s}$ 。其余计算条件见 5.2.3 节的第一部分。

作者按照《烟道式余热锅炉设计导则》(JB/T 7603—94)、《生活垃圾焚烧炉及余热锅炉》(GB/T 18750—2008)及相关设计手册推荐的经验数据对 R245fa 有机朗肯循环发电系统进行了初始设计, 其主要热工、结构参数及性能参数列于表 6.1~表 6.4。

表 6.1 初始设计热工参数

$T_{\text{evap}}$ / $^\circ\text{C}$	$T_{\text{cond}}$ / $^\circ\text{C}$	$T_7$ / $^\circ\text{C}$	$m_{\text{R}}/m_{\text{H}}$	$T_{15}$ / $^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{cl}}$ / $^\circ\text{C}$	$\epsilon_{\text{m}}$
130.0	30.0	150.0	0.50	20.0	5.0	0.500

注:  $\Delta T_{\text{cl}}$  为凝汽器中冷却水温升。

表 6.2 初始设计结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ / $\text{m}^3$
预热段	3.20	4.00	38	14.0	40	100	4183.4	37.7
蒸发段	3.20	4.00	38	14.0	60	100	1944.9	17.7
过热段	3.20	4.00	38	14.0	15	100	820.6	8.9

注: PL 为余热锅炉各段传热管长度,  $V_f$  为余热锅炉各段的体积。

表 6.3 初始设计系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{\text{sys}}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{\text{sys}}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
132.7	4689.5	600	4435.2	64.3	0.1356	68.98	9.332

注:  $A$  为有机朗肯循环所需总换热面积,  $V$  为余热锅炉的总体积。

表 6.4 初始设计系统的烟损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\text{sp}}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1709.0	351.8	1672.9	398.4	120.5	234.8	151.0	51.0

以此初始设计为优化的初值, 种群尺度设置为 30, 表 6.5~表 6.8 为经过 1000 代遗传后的部分优化结果。

表 6.5 第 1000 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_{\text{P}}/m_{\text{H}}$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$\epsilon_{\text{im}}$
134.3	27.3	188.3	0.68	14.5	12.6	0.998

表 6.6 第 1000 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_{\text{f}}$ /mm	$n_{\text{f}}$ /(片/m)	$S_{\text{f}}$ /mm	PL /m	$V_{\text{f}}$ /m <sup>3</sup>
预热段	5.12	6.00	38	28.2	91	114	21212	242.6
蒸发段	5.12	6.00	38	29.5	92	113	5960.2	66.1
过热段	5.12	6.00	38	32.3	121	114	2653.5	30.3

表 6.7 第 1000 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{\text{sys}}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{\text{sys}}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
100.0	3072.2	1971.6	60061	339.1	0.0328	177.1	5.8141

表 6.8 第 1000 代优化后系统的烟损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\text{sp}}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
964.1	118.8	856.2	662.2	228.6	96.9	72.2	73.3

对比初始设计及优化结果可知, 通过以系统净输出功率最大化为目标函数对初始设计进行单目标优化, 可以较大地提高系统净输出功率, 减小总烟损: 经 1000 代优化后, 系统的净输出功率达到了初始设计的近 3 倍。但同时也带来余热锅炉、回热器及凝汽器中传热温差很小, 导致所需换热面积很大, 系统经济性能降低的

问题,这是最大净输出功率单目标优化的固有缺点。同时也可看出这种优化结果中回热器效能无限趋近于1,余热锅炉里夹点温差也逼近约束条件下的最小值,余热锅炉的断面尺寸及各段传热管的管间距也逼近约束条件下的最大值。需要说明的是,经过优化后系统的个别参数并没有发生改变,这说明初始设计对该参数的选取已经接近或等于优化结果,并不表示系统对该变量不敏感。

## 6.2.2 单位换热面积输出功率评价指标优化法

### 1. 优化数学模型

如果把锅炉也看成换热设备,则热力发电系统中换热设备的投资约占整个初期投资的70%<sup>[151]</sup>。对于低温余热发电有机朗肯循环系统,其换热设备都在低压下传热,需要的换热面积更大,换热设备的投资占总投资的比例也更大,换热面积的大小成为制约系统经济性能的重要指标。为此,本研究提出用“单位换热面积输出功率”这一指标来表征系统的经济性能。

以单位换热面积输出功率为目标函数的优化数学模型为

$$\begin{aligned} \max: PA &= \frac{W_{\text{sys}}}{A} \\ \text{s.t. } W_{\text{sys}} &\geq W_{\min} \end{aligned} \quad (6.28)$$

式中, $A$ 为余热发电系统所需总换热面积, $\text{m}^2$ ;  $W_{\min}$ 为该系统可以接受的最小净输出功率,按 $W_{\min}=1000\text{kW}$ 考虑。

### 2. 优化结果及分析

以表6.1~表6.4初始设计为优化的初值,种群尺度设置为30,对该余热发电有机朗肯循环系统进行以单位换热面积输出功率最大为单目标优化设计,经过1000代遗传后的部分优化结果见表6.9~表6.12。

表 6.9 第 1000 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}/^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{cond}}/^{\circ}\text{C}$	$T_7/^{\circ}\text{C}$	$m_8/m_{11}$	$T_{15}/^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{\text{cl}}/^{\circ}\text{C}$	$\varepsilon_{\text{int}}$
131.6	35.2	156.9	0.54	14.5	14.0	0.162

表 6.10 第 1000 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	3.87	6.00	48	12.7	12	143	8224.1	143.8
蒸发段	3.87	6.00	38	12.8	15	99	4263.2	35.8
过热段	3.87	6.00	38	12.8	12	114	1495.0	18.3

表 6.11 第 1000 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{\text{sys}}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{\text{sys}}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
115.0	4333.9	1044.8	3932.8	198.0	0.2657	19.9	5.278

表 6.12 第 1000 代优化后系统的烟损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\text{AT}}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\text{GR}}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{COND}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1789.7	117.4	1202.4	411.6	73.2	610.0	63.3	66.2

从表 6.10~表 6.12 中数据可看出,为了使单位换热面积输出功率逼近最大,余热锅炉中的工质/流量质量比、蒸发温度及凝结温度的取值,均兼顾到对净输出功率与换热面积两方面的综合影响;为了使翅片效率最高、节省翅片面积,余热锅炉中的翅片高度逼近设定的最小值,其翅片密度的取值也确保翅片管效率达到最高状态;与以净输出功率最大单目标优化方法相比,本方法优化后的余热锅炉及凝汽器中温差传热烟损明显增加,烟气最终排放温度明显高于约束条件下的最低限,排烟导致的烟损失也有所增加。系统的净输出功率降低为最大净输出功率工况的 53.0%,而所需总换热面积却大幅度减少到最大净输出功率工况下的 6.5%。换热面积的极大减少可节省换热设备的购置费用。由此可见,当缺乏换热设备购置费用计算关联式时,可用单位换热面积输出功率指标 PA 作为经济性能优化的目标函数或评价指标。

### 6.2.3 换热设备紧凑性评价指标优化法

#### 1. 优化数学模型

在评价换热器时,一般用其总换热面积与换热器容积之比来表征其紧凑性,即  $CI = \frac{A}{V}$ 。显然 CI 值越高,表明换热器越紧凑;反之,换热器的紧凑性越差。因此,以 CI 作为目标函数对余热发电系统进行单目标优化可使换热设备的紧凑性得到保证。其优化数学模型为

$$\begin{aligned} \min: CI &= \frac{A}{V} \\ \text{s.t. } W_{\text{sys}} &> W_{\text{min}} \end{aligned} \quad (6.29)$$

#### 2. 优化结果及分析

以表 6.1~表 6.4 初始设计为优化的初值,种群尺度设置为 30,对该余热发电有机朗肯循环系统,进行以换热设备紧凑性指标 CI 最大单目标优化设计,其第

1000 代遗传后的优化结果见表 6.13~表 6.16。

表 6.13 第 1000 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_g/m_H$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$\varepsilon_{\text{in}}$
133.8	29.9	159.0	0.58	19.0	10.8	0.999

表 6.14 第 1000 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_j$ /m <sup>3</sup>
预热段	2.91	5.76	42	20.8	200	92	2900.2	21.4
蒸发段	2.91	5.76	48	29.2	200	116	1163.1	13.5
过热段	2.91	5.76	38	31.2	194	108	539.6	6.3

表 6.15 第 1000 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{\text{sys}}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{\text{sys}}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
126.7	4167.3	1000.1	28116	38.3	0.0438	690.4	24.328

表 6.16 第 1000 代优化后系统的焓损分布

$I_{\text{lung}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{lung}}^{\Delta p}$ /kW	$I_{\text{ex}}$ /kW	$I_{\text{turb}}$ /kW	$I_{\text{int}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{clwf}}$ /kW	$I_{\text{draft}}$ /kW
1427.2	367.8	1506.0	486.9	89.2	175.2	71.2	43.7

由优化结果可知,为了提高余热锅炉的紧凑性,在预热段、蒸发段和过热段都采用了最大的翅片密度,同时也采用较大的翅片高度,这样可有效增加单位体积内的换热面积,但也因此导致余热锅炉里烟气流动阻力大幅度增加,使流动阻力焓损处于较高水平。以此为目标函数可极大地增加余热锅炉单位容积内的换热面积,但会带来翅片效率降低、总换热面积增大、动力消耗增加和造价升高等不良后果。

#### 6.2.4 余热锅炉单位容积输出功率评价指标优化法

##### 1. 优化数学模型

显然除了 CI 指标外,还可直接用系统的净输出功率与余热锅炉容积的比值 PV 来表征低温余热发电余热锅炉的紧凑性。当以此作为目标函数时,对系统优化的数学模型描述为

$$\max: PV = \frac{W_{\text{sys}}}{V} \quad (6.30)$$

$$\text{s.t. } W_{\text{sys}} > W_{\text{min}}$$

## 2. 优化结果及分析

以表 6.1~表 6.4 初始设计为优化的初值, 种群尺度设置为 30, 对该余热发电有机朗肯循环系统, 进行以余热锅炉单位容积输出功率最大单目标优化设计, 其第 1000 代遗传后的优化结果见表 6.17~表 6.20。

表 6.17 第 1000 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_R/m_{\text{H}}$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$\varepsilon_{\text{int}}$
133.3	25.5	160.2	0.57	15.6	9.9	0.999

表 6.18 第 1000 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	3.26	5.73	42	17.4	167	91	3246.3	23.6
蒸发段	3.26	5.73	48	15.5	165	89	1252.1	8.6
过热段	3.26	5.73	38	23.4	94	94	781.5	6.1

表 6.19 第 1000 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{\text{sys}}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{\text{sys}}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
126.1	3999.9	1157.6	26424	41.1	0.0356	683.9	30.243

表 6.20 第 1000 代优化后系统的焓损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\Delta p}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1444.9	300.2	1490.3	509.1	98.2	16.4	77.3	63.5

由优化结果可知, 为了增大余热锅炉单位容积输出功率, 在预热段、蒸发段和过热段翅片密度的取值, 均保证了在提高余热锅炉的紧凑性的同时, 又能确保烟气侧流动阻力不致过大。与采用余热锅炉紧凑性指标单目标优化方法相比, 该优化方法在确保余热锅炉的紧凑性的同时, 还能得到较高的净输出功率。因此, 在本书后面多目标优化数学模型中直接采用余热锅炉单位容积输出功率指标作为余热锅炉紧凑性的评价指标。

## 6.3 多目标优化方法

### 6.3.1 优化数学模型

由前述单目标最优化设计结果可见,其结果均存在与工程实际需要不相符合的地方。热动系统的性能指标不止一个,对其评价往往需要涉及多个指标,如同时要求系统净输出功率大、热效率高、换热面积小、设备体积小、质量小、造价低、运行费用低等。此时,对热动系统的优化即是求解多目标优化问题,以使所要求的各项指标均能达到较优,符合工程实际的要求。

从技术和经济两方面的要求出发,以系统净输出功率大、总换热面积小、设备体积小三个指标为目标函数,对低温余热发电有机朗肯循环系统进行多目标优化求解。

目标函数

$$\max: W_{\text{sys}} \quad (6.31)$$

$$\min: V \quad (6.32)$$

$$\min: A \quad (6.33)$$

根据多目标优化理论,上述最优化问题可转化为

$$\max: f_1 = PV = \frac{W_{\text{sys}}}{V} \quad (6.34)$$

$$\max: f_2 = PA = \frac{W_{\text{sys}}}{A} \quad (6.35)$$

$$\text{s.t. } W_{\text{sys}} > W_{\min}$$

当采用 CI 紧凑性指标时,也可采用以下多目标优化模型:

$$\max: f_1 = CI = \frac{A}{V} \quad (6.36)$$

$$\max: f_2 = PA = \frac{W_{\text{sys}}}{A} \quad (6.37)$$

$$\text{s.t. } W_{\text{sys}} > W_{\min}$$

处理多目标规划问题有约束法、分层序列法和评价函数法等。这里采用线性



加权评价函数法对以上包含两个目标函数的最优化模型进行求解。加权系数的取值有不同的几种方法<sup>[110]</sup>，经比较后，采用 карлевиц 等提出的  $\alpha$  方法来计算确定加权系数<sup>[110]</sup>。即

评价函数

$$VF = \lambda_1 f_1 + \lambda_2 f_2 \quad (6.38)$$

式中

$$\lambda_1 = \frac{f_2^1 - f_2^2}{(f_1^2 - f_1^1) + (f_2^1 - f_2^2)} \quad (6.39)$$

$$\lambda_2 = \frac{f_1^2 - f_1^1}{(f_1^2 - f_1^1) + (f_2^1 - f_2^2)} \quad (6.40)$$

其中， $f_1^1$  为目标函数  $f_1$  的最大值； $f_2^2$  为在目标函数  $f_2$  取得最大值时目标函数  $f_1$  的函数值； $f_2^1$  为目标函数  $f_2$  的最大值； $f_1^2$  为在目标函数  $f_1$  取得最大值时目标函数  $f_2$  的函数值； $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$  为加权系数。

### 6.3.2 优化结果及分析

以表 6.1~表 6.4 初始设计为优化的初值，种群尺度设置为 30，采用式(6.35)~式(6.36)多目标优化模型对系统进行了优化设计，其第 500 代遗传后的优化设计结果列于表 6.21~表 6.24。

表 6.21 第 500 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_8/m_{\text{H}}$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$\varepsilon_{\text{im}}$
128.9	34.8	157.0	0.53	14.5	14.0	0.155

表 6.22 第 500 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(1/s)/m	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	3.81	5.99	42	13.2	13	119	8174.3	98.8
蒸发段	3.81	5.99	42	12.7	21	102	3579.3	32.3
过热段	3.81	5.99	38	12.8	25	108	1259.7	12.8

表 6.23 第 500 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{sys}$ /kW	$W_{sys}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$W_{sys}/A$ /(kW/m <sup>2</sup> )	$A/V$ /(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	$W_{sys}/V$ /(kW/m <sup>3</sup> )
116.2	4378.0	1017.9	3843.6	143.8	0.2648	26.7	7.076

表 6.24 第 500 代优化后系统的炯损分布

$I_{HRSG}^{\Delta T}$ /kW	$I_{HRSG}^{\Delta p}$ /kW	$I_{EX}$ /kW	$I_{TURB}$ /kW	$I_{INT}$ /kW	$I_{cond}$ /kW	$I_{CLWF}$ /kW	$I_{DRAFT}$ /kW
1816.8	116.9	1230.8	402.5	75.0	607.4	62.9	65.7

与单位换热面积输出功率最大单目标优化结果相比,采用多目标优化法,单位换热面积输出功率  $PA$  指标略有降低,但余热锅炉的体积却减少了 27.8%;与余热锅炉单位容积输出功率最大单目标优化结果相比,采用多目标优化法,余热锅炉的体积有所增大,但所需总换热面积却减少了 85.5%。可见,多目标优化能较好地“协调”各评价指标间的关系,能更好地满足工程实际需求。

## 6.4 炯经济优化方法

热力系统炯经济分析的目的,在于结合炯分析和经济学分析方法研究系统的有关技术及经济性能评价指标,并在此基础上进行热力系统性能的优化设计,使热工参数及结构参数的取值满足系统在技术指标和经济性能等方面均优的要求,从而使热力系统在效率与造价两方面达到满意的“协调”。

### 6.4.1 年度化总成本最小优化法

#### 1. 优化数学模型

将低温余热发电有机朗肯循环系统的炯损看作系统净输出功率的减少,系统的年度化总成本可以分为炯损成本、初投资成本和运行成本<sup>[152]</sup>,以其年度化总成本最低为目标对系统进行优化,即

$$\min: \text{ANC}_T = \text{ANC}_I + \text{ANC}_{INV} + \text{ANC}_O \quad (6.41)$$

$$\text{s.t. } W_{sys} = W_{\text{given}}$$

显然,为了在不同净输出功率余热发电系统间进行比较,可采用如下最优优化模型:

$$\min: \frac{ANC_T}{W_{\text{sys}}} = \frac{ANC_I + ANC_{\text{INV}} + ANC_O}{W_{\text{sys}}} \quad (6.42)$$

$$\text{s.t.} \quad W_{\text{sys}} \geq W_{\text{given}}$$

将年运行成本取为年度化总成本的 10%<sup>[152]</sup>

$$ANC_O = 0.1ANC_T \quad (6.43)$$

烟损成本

$$ANC_I = k_I I_{\text{sys}} D \quad (6.44)$$

式中,  $k_I$  为烟损成本单价, 元/(kW·h);  $D$  为年运行时间, h, 取为  $D=8000\text{h}$ 。

初投资成本主要包含发电项目土地成本、建筑成本、设备购置成本、管道材料费用和安装调试费用等。这里不计土地成本及建筑成本, 为了简化起见, 将管道材料费用及安装调试费用按设备购置费用的 31% 估算<sup>[154]</sup>。

设备购置费主要包括余热锅炉、透平膨胀机、励磁发电机、凝汽器、回热器、工质加压泵、冷却水循环泵和冷却塔共 8 项购置费用。其计算方法参照文献[155]

$$ANC_{\text{INV}} = \frac{1}{n} \sum_i^7 C_{\text{INV},i} \quad (6.45)$$

式中,  $n$  为低温余热发电系统正常使用寿命(这里按  $n=15$  年考虑);  $C_{\text{INV},i}$  为各设备购置费, 如下:

第一项, 余热锅炉购置费

$$C_{\text{INV},1} = 116125.3 \left[ (UA)_{\text{superheat}}^{0.6} + (UA)_{\text{evap}}^{0.6} + (UA)_{\text{preheat}}^{0.6} \right] \quad (6.46)$$

第二项, 透平膨胀机购置费

$$C_{\text{INV},2} = 4627.6 \times (81.05 + 21.1872Y + 34.1785Y^2 - 22.6463Y^3 + 5.54694Y^4 + 0.334884Y^5 + 0.165157Y^6 + 0.007602Y^7) \quad (6.47)$$

式中,  $Y = \ln(W_{\text{sys}}/100)$ 。

第三项, 励磁发电机购置费

$$C_{\text{INV},3} = 21052.8 W_{\text{sys}}^{0.58} \quad (6.48)$$

第四、五项, 凝汽器及回热器购置费

$$C_{\text{INV},4} = 1106.6 A_c^{1.01} \quad (6.49)$$

$$C_{\text{INV},5} = 1106.6 A_{\text{int}}^{1.01} \quad (6.50)$$

第六、七项, 工质加压泵及冷却水循环泵购置费

$$C_{\text{INV},6} = 493 W_p^{0.8} \quad (6.51)$$

$$C_{\text{INV},7} = 493 W_{\text{clpump}}^{0.8} \quad (6.52)$$

第八项, 冷却塔购置费

$$C_{\text{INV},8} = 38563.7 \exp(0.848264 \ln V + 1.04786) \quad (6.53)$$

## 2. 优化结果及分析

在烟气余热进口温度  $T_{11}=250^\circ\text{C}$ , 流量  $m_H=100\text{kg/s}$  条件下, 表 6.25~表 6.28 是作者按常规设计方法及相关经验数据所作的净输出功率在 1000kW 左右的一个初始设计。

表 6.25 初始设计热工参数

$T_{\text{evap}}$ / $^\circ\text{C}$	$T_{\text{cond}}$ / $^\circ\text{C}$	$T_7$ / $^\circ\text{C}$	$m_R/m_H$	$T_{15}$ / $^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{cl}}$ / $^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{\text{int}}$
131.5	34.5	158.8	0.56	16.5	14.8	0.860

表 6.26 初始设计结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ / $\text{m}^3$
预热段	3.07	5.14	48	27.1	19	137	5281.2	86.1
蒸发段	3.07	5.14	76	17.0	65	185	1362.9	45.5
过热段	3.07	5.14	38	17.6	74	101	807.5	8.3

表 6.27 初始设计系统的主要性能

$T_{14}$ / $^\circ\text{C}$	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ / $\text{m}^2$	$V$ / $\text{m}^3$	ANC <sub>T</sub> /(万元/年)	ANB /(万元/年)
129.8	4305.3	993.8	7521.7	139.9	1389	221.9

表 6.28 初始设计系统的焓损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\Delta p}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1456.1	255.5	1591.4	437.0	131.1	337.3	51.6	45.2

以表 6.25~表 6.28 初始设计为优化的初值, 种群尺度设置为 30, 对该余热发电有机朗肯循环系统, 进行年度化总成本目标函数最小优化设计, 其第 500 代遗传后的优化结果见表 6.29~表 6.32。

表 6.29 第 500 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_R/m_H$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$\varepsilon_{\text{in}}$
146.5	29.1	161.0	0.66	15.0	8.4	0.737

表 6.30 第 500 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	2.62	5.77	38	14.3	9	96	16994.0	135.7
蒸发段	2.62	5.77	76	14.7	93	209	890.3	38.3
过热段	2.62	5.77	38	13.3	76	109	752.8	8.6

表 6.31 第 500 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$\text{ANC}_T$ /(万元/年)	ANB /(万元/年)
100.2	3929.0	1000.1	7295.6	182.6	1277	221.3

表 6.32 第 500 代优化后系统的熵损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\Delta P}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1447.4	506.2	860.2	577.6	134.0	199.6	112.1	91.9

从优化结果可见, 在净输出功率同为 1000kW 的情况下, 采用该方法经 500 代优化后, 系统的年度化总成本比初始设计减少 8.1%。对于年度化总成本基数较大的发电系统而言, 其成本的节省效果将比较明显。

## 6.4.2 年度化净利润最大优化法

### 1. 优化数学模型

$$\max: \text{ANB} = \text{ANI} - \text{ANO} \quad (6.54)$$

$$\text{s.t.} \quad W_{\text{sys}} = W_{\text{given}}$$

同样, 为了在不同净输出功率余热发电系统间进行比较, 也可采用如下最优优化模型:

$$\max: \frac{ANB}{W_{sys}} = \frac{ANI - ANO}{W_{sys}} \quad (6.55)$$

$$\text{s.t.} \quad W_{sys} \geq W_{given}$$

式中, ANI 为年回收电量的价值; ANO 为年支出费用, 包括运行费、初投资年折旧费。其中, ANI 可表示为

$$ANI = EP \cdot W_{sys} D \quad (6.56)$$

式中, EP 为电价, 按 EP=0.38 元/(kW·h)计。

## 2. 优化结果及分析

以表 6.25~表 6.28 初始设计为优化的初值, 种群尺度设置为 30, 对该余热发电有机朗肯循环系统进行年度化净利润目标函数最大优化设计, 第 500 代遗传后的优化结果见表 6.33~表 6.37。

表 6.33 第 500 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /°C	$T_{\text{cond}}$ /°C	$T_7$ /°C	$m_R/m_H$	$T_{15}$ /°C	$\Delta T_{\text{cl}}$ /°C	$E_{\text{net}}$
137.6	47.1	168.5	0.69	17.0	14.8	0.530

表 6.34 第 500 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	3.44	5.90	38	25.9	159	113	5071.6	59.6
蒸发段	3.44	5.90	76	26.0	73	213	1563.0	67.4
过热段	3.44	5.90	38	27.4	5	104	3309.4	32.9

表 6.35 第 500 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /°C	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$ANC_T$ /(万元/年)	$ANB$ /(万元/年)
112.5	4347.3	1000.0	13478.0	159.9	1389	236.6

表 6.36 第 500 代优化后系统的焓损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\Delta T}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\text{po}}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1335.8	189.2	1141.4	427.4	180.6	960.8	60.9	51.5

从优化结果可见,在系统净输出功率同为 1000kW 的情况下,采用该方法经 500 代优化后,系统的年度化净利润比初始设计增加 6.6%。由此可见,经优化设计后,整个发电系统的经济性能将获得改善。

### 6.4.3 单位成本净利润最大优化法

#### 1. 优化数学模型

在对系统进行经济性指标优化时,通常都期望以最低的年度化总成本获得最高的年度化净利润,此时可采用单位成本净利润指标 UCB 作为目标函数,即

$$\max: \text{UCB} = \frac{\text{ANB}}{\text{ANC}_T} \quad (6.57)$$

$$\text{s.t.} \quad W_{\text{sys}} \geq W_{\text{given}}$$

#### 2. 优化结果及分析

同样以表 6.25~表 6.28 初始设计为优化的初值,种群尺度设置为 30。表 6.37~表 6.40 列出了对该余热发电有机朗肯循环发电系统进行单位成本净利润指标最大优化设计第 500 代遗传后的优化结果。

表 6.37 第 500 代优化后的热工参数

$T_{\text{evap}}$ /℃	$T_{\text{cond}}$ /℃	$T_7$ /℃	$m_8/m_{14}$	$T_{13}$ /℃	$\Delta T_{\text{cl}}$ ℃	$\varepsilon_{\text{int}}$
138.5	33.6	174.0	0.68	14.5	16.7	0.856

表 6.38 第 500 代优化后的结构参数

部件	$W$ /m	$H$ /m	$d_o$ /mm	$h_f$ /mm	$n_f$ /(片/m)	$S_f$ /mm	PL /m	$V_f$ /m <sup>3</sup>
预热段	3.47	5.97	42	34.0	96	126	9505.2	131.1
蒸发段	3.47	5.97	42	28.9	122	126	2610.3	36.2
过热段	3.47	5.97	42	33.1	100	119	1393.4	17.1

表 6.39 第 500 代优化后系统的主要性能

$T_{14}$ /℃	$I_{\text{sys}}$ /kW	$W_{\text{sys}}$ /kW	$A$ /m <sup>2</sup>	$V$ /m <sup>3</sup>	$\text{ANC}_T$ /(万元/年)	$\text{ANI}$ /(万元/年)	UCB
100.1	3509.8	1599.2	27844.0	184.4	1180	373.0	0.3161

表 6.40 第 500 代优化后系统的焓损分布

$I_{\text{HRSG}}^{\text{AT}}$ /kW	$I_{\text{HRSG}}^{\text{M}}$ /kW	$I_{\text{EX}}$ /kW	$I_{\text{TURB}}$ /kW	$I_{\text{INT}}$ /kW	$I_{\text{cond}}$ /kW	$I_{\text{CLWF}}$ /kW	$I_{\text{DRAFT}}$ /kW
1158.4	188.1	857.3	585.8	218.4	384.5	56.2	61.2

由优化结果可知, 经过采用单位成本净利润最大优化法优化后的系统, 净输出功率比初始设计增加了 60.9%; 由于焓损失的减少, 年度化总成本反而降低了 15.0%; 并且由于系统净输出功率的增加, 年度化净利润比初始设计增加了 68%。由此可见, 该优化法可使系统的技术经济性能得到更好的改善。因此, 从技术经济的角度来看, 该方法更符合工程实际需要。



## 结 束 语

本书前面章节主要研究了利用工业过程排放的低温余热发电有机朗肯循环技术,除此之外,有机朗肯循环技术还有很多应用场合,尤其是利用可再生能源(如太阳能、生物质能)发电,有机朗肯循环技术还可应用于海水淡化、联合循环等重要领域。同时,国际上正在研究的低温余热发电技术尚有热电材料温差发电、斯特林循环、Kalina 循环及热声发电等技术。

### 1. 有机朗肯循环的其他主要应用

#### 1) 生物质热能有机朗肯循环发电、热电联产

生物质是指所有通过光合作用产生的有机物,在生长过程中,植物等利用太阳能,将水和  $\text{CO}_2$  合成为生物质,当生物质燃烧后,又会释放出热能、水和  $\text{CO}_2$ ,因此,生物质实际上起到了存蓄太阳能的作用。生物质资源主要指农业及林业废弃物、畜牧养殖业粪便及城市含有可燃成分的固体废物。我国有丰富的生物质资源,据统计,我国农村仅稻草丢弃量便高达 7 亿 t(热值约  $10.2 \times 10^{15} \text{kJ}$ ),林业废弃物近 2 亿 t(热值约  $3.1 \times 10^{15} \text{kJ}$ ),尚有大量的稻壳、秸秆等农业废弃物。若这些废弃物不合理加以回收利用,便会成为有害物质。当前生物质能利用技术主要有:直接燃烧,燃烧产生的热和蒸汽可用于发电,或向用户供热;沼气技术,生物质产生的沼气可用作生活燃气及发电;生物质气化技术,气化生产的可燃气可用于炊事、采暖和农作物烘干,还可用作内燃机、燃气轮机等动力装置的燃料,输出电力或动力;生物质热解技术,分为干馏制水煤气、制炭和快速热解制生物油技术;生物质液化技术。总的来看,农业及林业生物质在生长过程中需吸收  $\text{CO}_2$  进行光合作用,这类生物质的能源利用与转化系统不会造成地球大气中  $\text{CO}_2$  总量的增加<sup>[156-159]</sup>。因此,生物质能利用技术的研究已成为国际社会新能源技术研究的热点。

如图 1 所示为利用生物质热能驱动有机朗肯循环进行热电联供的原理图。生物质燃烧产生的热量由中间传热流体携带,按热能梯级利用的思想,燃烧设备排烟自出口依次经传热流体预热器、燃烧空气预热器、供热热水预热器,有机朗肯循环透平排气依次经回热器、供热水加热器完成工质的冷凝。适合用作生物质热能有机朗肯循环的工质有有机硅油(silicon oil)、甲苯(toluene)、乙苯(ethylbenzene)、丙苯(propylbenzene)、丁苯(butylbenzene)、八甲基三硅氧烷(octamethyltrisiloxane, OMTS)等有机工质<sup>[53]</sup>。

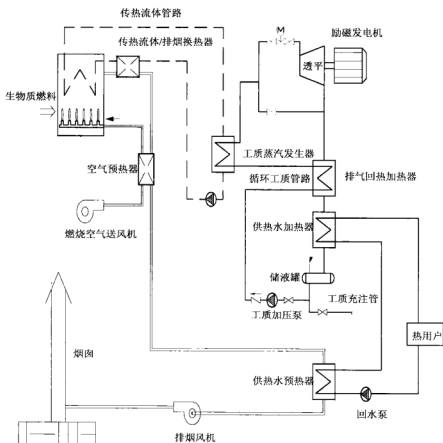


图1 生物质热能有机朗肯循环热电联供原理图

## 2) 海洋温差有机朗肯循环发电

海洋占据了约 70% 的地球表面积，海洋中除了有大量的生物资源，还蕴涵着大量的能量资源，热带海洋的表层海水将接受的太阳辐射能大部分转化为热能，形成温度在 24~29℃ 的热水层，而在海洋深处约 600m 以下的深层海水常年温度保持在 2~7℃，由于海水的热容量极大，在各种海洋能中温差能的储量最大，全世界海洋温差能的理论储量估计为  $1 \times 10^{15} \text{ kW}^{[160-164]}$ 。此外，海洋温差能还具有可再生、昼夜无波动稳定、清洁无污染等优点。所以海洋温差能的转换(OTEC)被国际社会普遍认为是最具开发利用价值和潜力的海洋资源。早在 1881 年，法国物理学家达松伐(Jacques Arsene d'Arsonval)就提出了由海洋温差来获取能量的大胆设想，1926 年由其学生克洛德(Claude)实验证实了这一想法的可行性，1930 年在古巴建造了第一座发电容量为 22kW 的实验性 OTEC 发电站<sup>[161]</sup>。随着技术的不断进步，OTEC 系统不仅可用作发电，还可进行海水淡化、海产品养殖、制氢、锂回

收、利用发电后排放深海水的冷量进行空调降温等综合利用<sup>[162]</sup>。由于以石油、煤炭为代表的石化燃料的日渐枯竭及其对环境的影响, 50MW 发电容量的浮动式 OTEC 发电站已被确认为极具潜在商业价值的新能源项目<sup>[163]</sup>。现在 OTEC 发电系统大多都偏向采用低沸点工质的有机朗肯循环系统。

如图 2 所示为闭式海洋温差发电原理图, 低沸点工质在蒸气发生器中吸收温海水的热量蒸发汽化, 蒸气进入有机朗肯循环透平做功输出电力, 透平排气在冷凝器里被冷水冷却凝结, 存储在储液器中, 经工质加压泵后再回蒸气发生器吸热, 完成一个循环。如图 3 所示为混合式海洋温差发电原理图, 与闭式系统不同的是, 温海水先进入处于低压下的闪蒸器中蒸发, 低压蒸气进入蒸气发生器中冷凝, 在将有机工质蒸发汽化的同时, 低压水蒸气凝结后便可得到淡水, 因此该系统可进行淡水、电的联产。

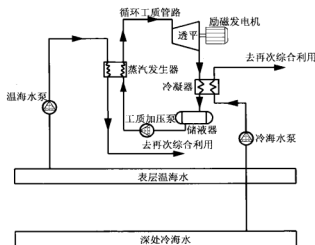


图 2 闭式海洋温差发电原理图

### 3) 地热有机朗肯循环发电

地热是储量很大的可再生绿色能源, 在我国的很多地方都有可供利用的地热资源<sup>[165]</sup>。随着国民生产对电力需求的日益增长, 对地热发电技术的要求也越来越高。在地热温度较低的情况下, 一般都采用双循环式地热有机朗肯循环<sup>[166]</sup>。

如图 4 所示为双循环式地热有机朗肯循环原理图。目前国际上已有成熟的双循环式地热有机朗肯循环发电设备。

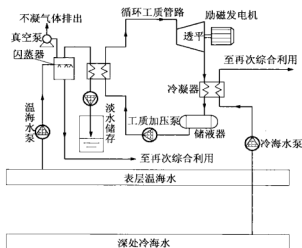


图3 混合式海洋温差发电原理图

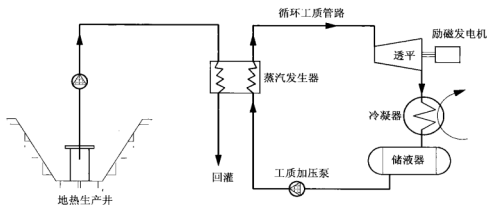


图4 双循环式地热有机朗肯循环原理图

#### 4) 内燃机/燃气透平+有机朗肯联合循环

在工业生产过程中，广泛使用各种内燃机作为原动机或发电设备。内燃机排放的余热分为两部分：一部分是排气携带的余热，温度约为  $450^{\circ}\text{C}$ ；另一部分是润滑油及气缸夹套冷却水的余热，温度约为  $90^{\circ}\text{C}$ 。这两部分余热占燃料输入总热量的近 60%<sup>[167]</sup>。如图 5 所示是内燃机+有机朗肯联合循环系统原理图，其中图 5(a) 仅回收内燃机的排气余热，有机朗肯循环不带回热措施；图 5(b) 将内燃机的冷却水作为有机朗肯循环工质的预热热源；图 5(c) 采用了带回热的有机朗肯循环，仅回收内燃机的排气余热。

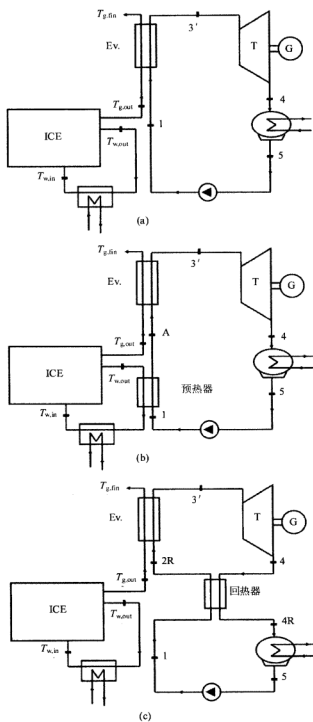


图5 内燃机+有机朗肯联合循环系统原理图

对于透平排汽温度较低的回热式燃气透平、容量在 500kW 之内的微透平或压汽机压比较高的燃气透平,采用有机朗肯循环作为底循环回收排气的余热,可显著提高系统总效率。如图 6 所示是燃气透平+有机朗肯联合循环系统原理图。

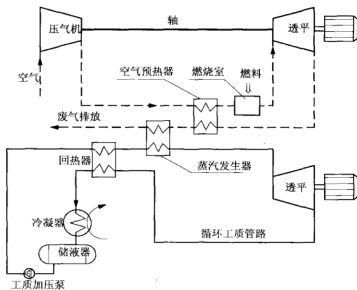


图 6 燃气透平+有机朗肯联合循环系统原理图

### 5) 中低温太阳能有机朗肯循环

太阳的辐射功率达  $3.8 \times 10^{23} \text{ kW}$ , 其中, 约  $1.08 \times 10^{14} \text{ kW}$  辐射到地球表面, 即便光-电转换效率仅为 1/10000, 也能达到全世界总发电容量的近 4 倍之多。据估算, 太阳在一月之内辐射到地球上的能量, 可抵地球上包括石化燃料、原子能等在内的所有不可再生能源总储量的 10 倍之多, 太阳能是真正取之不尽、用之不竭的能源。我国属太阳能资源相当丰富的国家, 国土面积 2/3 地区年日照时数大于 2300h, 单位国土面积太阳能年辐射总量高于  $5016 \text{ MJ/m}^2$ 。因此, 研究太阳能发电技术对我国乃至全人类的持续发展有重要意义。太阳能发电可在不对环境带来任何污染和公害情况下, 将太阳能转化为电能, 被誉为未来最理想的发电方式。按转换方式的不同, 可分为光伏发电及光-热-电两种方式, 其中, 光伏发电技术已较成熟, 但其效率低、初投资高。光-热-电技术主要指聚光式中高温太阳能热力发电, 按太阳光跟踪系统的不同, 可分为单轴跟踪及双轴跟踪系统两大类; 按集热器类型的不同, 可分为槽式系统、塔式系统和碟式系统三大类。常规槽式系统是利用抛物柱面槽式反射镜将阳光聚焦到管状的接收器上, 并将管内传热工质加热产生蒸汽, 推动常规汽轮机发电; 塔式系统是利用独立跟踪太阳的定日镜, 将阳光聚焦到一个固定在塔顶部的接收器上, 产生温度在  $570^\circ\text{C}$  左右热源; 碟式

系统是由许多镜子组成的抛物面反射镜，接收器在抛物面的焦点上，接收器内的传热工质被加热到  $750^{\circ}\text{C}$  左右，驱动发动机进行发电。这三种系统中，槽式系统的温度较低，在  $400^{\circ}\text{C}$  左右，但槽式太阳能热力发电系统结构紧凑，其太阳能热辐射收集装置占地面积比塔式和碟式系统的要小 30%~50%；且槽形抛物面集热装置的制造所需的构件形式不多，容易实现标准化，适合批量生产，用于聚焦太阳光的抛物面聚光器加工简单，制造成本较低<sup>[168-170]</sup>。因此，槽式太阳能热力发电系统已有很多较成熟的工程应用。

对于 10MW 以内的太阳能热力发电系统，除采用常规水蒸气朗肯循环外，还可采用槽式太阳能有机朗肯循环发电方式，在简化系统、缩短建设周期的同时，还可提高发电效率。如图 7 所示为槽式太阳能有机朗肯循环发电原理图。顶循环工质采用甲苯，底循环工质采用丁烷，传热流体采用稳定性极好的首诺合成导热油 Therminol VP-1，顶循环的冷凝器兼做底循环的蒸发器，两循环均设置透平排气回热措施。在传热流体温度达到  $300^{\circ}\text{C}$  左右时，该系统的发电效率可达到 31.3%。

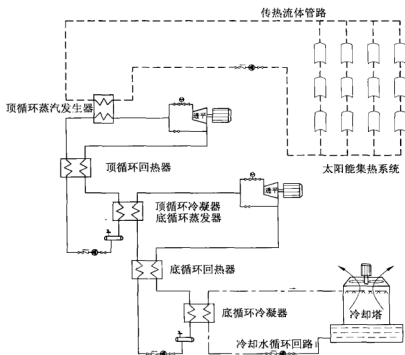


图 7 槽式太阳能有机朗肯循环发电原理图

槽式太阳能有机朗肯循环发电系统还可采用 Wow Energies、Houston、Texas 公司的专利技术——CCLC 系统<sup>[171]</sup>，其原理如图 8 所示，两级循环共用一个工质加压机，可简化系统，高温级透平排气需一次经低温级蒸发器、低温级预热器热

交换,才进入冷凝器冷凝。该系统通常都采用热稳定性能较好的丙烷作为循环工质。

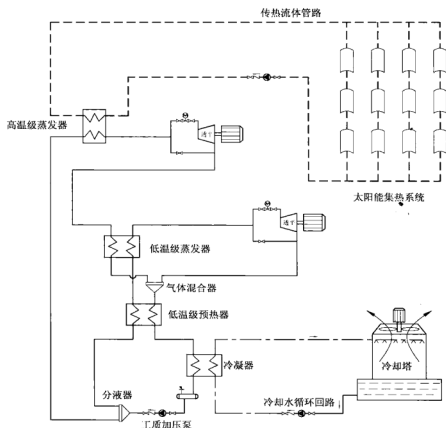


图8 槽式太阳能 CCLC 有机朗肯循环发电原理图

对于集热温度较低的非聚焦(如平板式、真空管式集热器)或聚焦比较低(如CPC复合抛物面聚光器)的太阳能热力发电,国际上都偏于采用有机朗肯循环,系统一般采用如图9所示的带回热单级循环。目前,国际上正在研究采用太阳能有机朗肯循环实现海水的反渗透淡化,用透平输出功驱动反渗透(RO)系统海水高压泵,使海水经过反渗透膜得到脱盐淡化<sup>[172,173]</sup>。

## 2. 低温余热热功(电)转化的其他技术

### 1) 低温余热半导体热电材料温差发电

如图10所示为低温余热半导体温差发电原理图。它通常是由P、N两种类型的半导体温差发电材料经电导率较高的导流片(如铝板或铜板)按一定规则串联,并将导流片固定于两端的导热高纯氧化铝陶瓷绝缘片(温度较低时也可用导热硅脂)上而制成。当在器件的两端建立一定的温差时,根据塞贝克效应,受高温端热



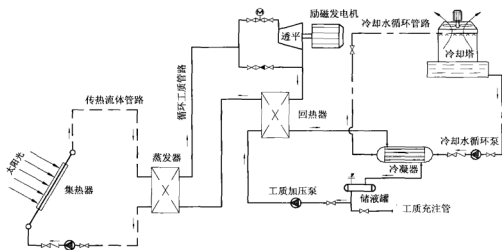


图9 非聚焦太阳能有机朗肯循环原理图

能的激发，P型及N型半导体中的载流子空穴与电子浓度增加，向冷端扩散，便在温差器件引出线的两端产生电压，若将回路中接入负载电阻，将有电流流过，此即是低温余热半导体热电材料温差发电的原理。温差发电的效率与半导体材料的塞贝克系数、电阻率、导热热阻与冷、热端温差大小等因素有关。目前研究较成熟并已应用于热电设备中的材料是  $\text{Bi}_2\text{Te}_3/\text{Sb}_2\text{Te}_3$ 、 $\text{PbTe}$  和  $\text{SiGe}$ 。 $\text{Bi}_2\text{Te}_3/\text{Sb}_2\text{Te}_3$  适用于低温，是目前室温下效率最高的块体热电材料，用于热-电-电冰箱等制冷器； $\text{PbTe}$  适用于 400~800K，常用于温差发电电源； $\text{SiGe}$  适用于 700K 以上高温，是 NASA 航天器温差电源 RTG 中所使用的热电材料。这些材料都可以通过掺杂分别制成 P 型和 N 型材料。可通过恰当调整成分、掺杂和改进制备方法达到进一步提高这些材料的热电效率的目的<sup>[174]</sup>。

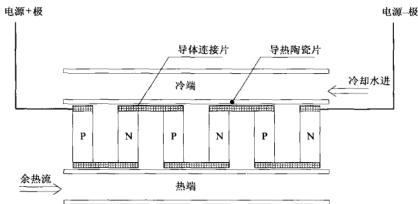


图10 低温余热温差发电原理图

与传统的发电方式相比,温差发电具有如下的特点:

- (1) 转换过程无机械运动部件,不需要附加驱动、传动系统,结构简单紧凑,无振动和噪声。
- (2) 体积小,重量轻,坚固耐用,安装、携带、使用便捷,控制和维护方便,可长期免维护。
- (3) 寿命长,可靠性高。
- (4) 安全无污染。所使用热电材料无气态或液态介质存在,能量转化过程中无污染物排除。它是环境友好型能源。
- (5) 通过选择适合的材料,可以降低对温差的要求,即存在微小温差时也能有效地将热能转化为电能,温度适应范围广。
- (6) 热电转化效率低,目前一般不超过 15%。

## 2) 低温余热驱动 Kalina 循环

Kalina 循环由 Alexander Kalina 于 1983 年提出,该循环以适当配比的氨-水非共沸混合物作为工质,由于混合工质的变温相变特性,换热过程中的冷、热流体有较好的换热匹配关系,提高换热过程的能效率<sup>[175-178]</sup>。

如图 11 所示为低温余热驱动一级蒸馏 Kalina 循环原理图。从高压冷凝器出来处于泡点状态的氨-水液体通过高压泵升压,在蒸气发生器中吸收余热成为过热

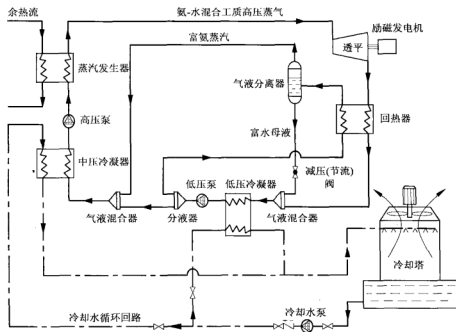


图 11 低温余热驱动一级蒸馏 Kalina 循环原理图

蒸气, 进入透平膨胀做功, 乏气经回热器冷却后, 与气液分离器底部流出的富水溶液在混合器中混合成为基本溶液, 通过低压冷凝器完全冷凝到对应压力下的泡点状态, 经低压泵升压, 再经分液器分流, 一股经回热器加热, 到分离器中分离成为富氨混合蒸气及富水溶液; 另一股进入混合器与分离器顶部流出的富氨混合蒸气混合形成工作溶液, 经高压凝汽器冷凝到处于对应压力下泡点状态的工作溶液, 完成一个循环。

由此可见, Kalina 循环充分利用了氨-水非共沸混合工质处于气液平衡时气、液相组元配比浓度不同的热力学特征, 利用浓度不同的气液进行分离及混合, 从而实现不同换热过程中氨-水浓度的优化, 达到换热过程冷、热流体间传热温差均衡的目的。

为了利用从气液分离器出来的富氨蒸气、母液预热从低压泵来的氨-水混合液体及从高压泵来的给液, 可在循环中增设母液回热器及富氨蒸气两回热器, 以进一步提高循环的焓效率, 改进后的系统流程如图 12 所示。

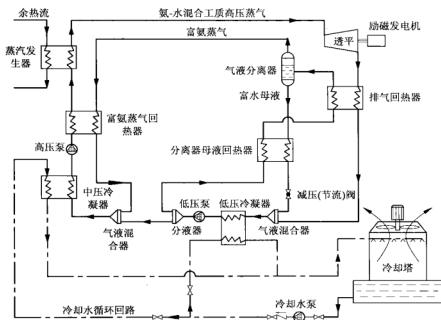


图 12 改进后的低温余热驱动 Kalina 循环原理图

### 3) 低温余热驱动斯特林循环

理想的斯特林循环由定温压缩、定容吸热、定温膨胀、定容放热四个过程构成。从结构上可将实际应用的斯特林热机分成双活塞式  $\alpha$  型及单活塞式  $\beta$  型或  $\gamma$  型<sup>[179,180]</sup>。这里简介低温余热驱动的  $\alpha$  型斯特林热机。如图 13 所示,

冷、热气缸的活塞均通过曲轴连杆机构连接到同一转轮上，当转轮转至图中 A 位置时，两气缸封闭空间内的气体中绝大多数均在热缸中吸收余热热量，膨胀，推动冷气缸活塞向上移动直达 B 位置所示上死点，输出功量，此时气体体积也达到最大值，随后，热气缸活塞继续向右移动，将气体推入冷气缸，直达 C 位置所示上热气缸的右死点，在此过程中冷气缸活塞向下移动，对气体进行压缩并推入热气缸，直到 D 位置所示上冷气缸的下死点，此时，气体体积达到最小值，因在压缩过程中有冷却水的降温作用，可实现定温压缩，随着压缩气体在热气缸中的吸热量的增加，气体膨胀，对外输出功量，直达 A 位置所示上热气缸的左死点，在吸热情况下，气体可实现等温膨胀过程。

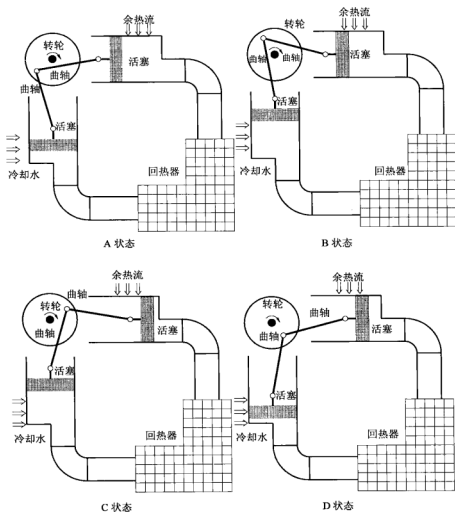


图 13 余热驱动  $\alpha$  型斯特林发动机原理图

## 参考文献

- [1] 江泽民. 对中国能源问题的思考[J]. 中国能源, 2008, 30(4): 5-19
- [2] 顾伟, 翁一武, 曹广益等. 低温热能发电的研究现状和发展趋势[J]. 热能动力工程, 2007, 22(2): 115-119
- [3] 李波. 论低温余热发电[J]. 应用能源技术, 2007(11): 21-22
- [4] 汪玉林. 低温余热能源发电装置综述[J]. 热电技术, 2007(1): 1-8
- [5] 吴亦三. 中低温余热发电系统[J]. 节能技术, 1989(5): 39-43
- [6] 张国强, 蔡睿贤. 串联闭链式循环系统的改进[J]. 动力工程, 2006, 26(2): 283-288
- [7] 毛元章, 张铁峰, 毛强. 低品位热能制冷发电站[J]. 节能与环保, 2000, (5): 15-16
- [8] 王建军, 蔡九菊, 陈春霞等. 我国钢铁工业余热余能调研报告[J]. 工业加热, 2007, 36(2): 1-3
- [9] 蔡九菊, 王建军, 陈春霞等. 钢铁企业余热资源的回收与利用[J]. 钢铁, 2007, 42(6): 1-7
- [10] 王江峰, 戴义平, 陈江. 中低温余热发电技术及其在水泥生产中的应用[J]. 节能, 2007, (2): 32-34
- [11] 孙有根, 吴伟. 钢铁行业烧结余热发电技术[C]. 杭州: 全国化工热工设计技术中心站 2007 年年会论文集, 2007: 100-104
- [12] 徐新福. 干熄焦工艺技术的节能环保特性分析[J]. 能源研究与利用, 2007, (6): 5-6
- [13] 胡中锋, 李文, 唐雁春等. 水泥厂余热发电技术在我国的应用[J]. 黑龙江电力, 2000, (5): 21-24
- [14] 金振齐, 陈汝庆, 顾昌. 水泥厂余热利用研究[J]. 节能, 2001, (3): 6-11
- [15] 中信重机公司. 干法水泥纯低温余热发电项目可行性研究报告. 2004
- [16] 中信重机公司. 水泥余热发电技术介绍. 2004
- [17] 张铁. 中外水泥窑纯低温余热发电对比[J]. 中国建材, 2005, (6): 43-46
- [18] 李文. 水泥厂带补燃锅炉的中低温余热发电系统[J]. 应用能源技术, 2000, (3): 35-37
- [19] 高建业, 高照熙. 干熄焦技术的发展[J]. 煤气与热力, 2004, 24(11): 647-649
- [20] 刘智平. 干熄焦技术及其应用[J]. 钢铁研究, 2004, (1): 58-62
- [21] 张初永. 攀钢干熄焦技术的综合评价[J]. 燃料与化工, 2009, 4(2): 4-8
- [22] 齐娜, 张丙林, 李德瑾. 干熄焦技术在济钢的开发与应用[J]. 煤化工, 2008, (1): 13-17
- [23] 王兆鹏, 胡晓民. 烧结余热发电现状及发展趋势[J]. 烧结球团, 2008, 33(1): 31-35
- [24] 卢红军, 周长强. 济钢 320m<sup>2</sup> 烧结机的余热发电系统[J]. 冶金能源, 2008, 27(1): 55-57
- [25] 张瑞堂, 傅国水, 李真明等. 济钢 320m<sup>2</sup> 烧结机余热发电投产实践[J]. 烧结球团, 2007, 32(5): 47-51
- [26] 文方, 孙敏, 张玲. 高炉煤气余压发电装置在钢厂的应用[J]. 机电工程技术, 2008, 37(1): 95-97
- [27] 郑秀萍. TRT 技术及其节能环保作用(上篇)[J]. 通用机械, 2004, (9): 11-12
- [28] 王辉涛, 王华. 低温太阳能热力发电有机朗肯循环工质的选择[J]. 动力工程, 2009, 29(3): 87-91
- [29] 王辉涛, 王华. 海洋温差发电有机朗肯循环工质的选择[J]. 海洋工程, 2009, 27(2): 119-123
- [30] Hisazumi Y, Yamasaki Y, Sugiyama S. Proposal for a high efficiency LNG power generation system utilizing waste heat from the combined cycle[J]. Applied Energy, 1998, 60(3): 169-182
- [31] Celidonio Dispenza, Giorgio Dispenza, Vincenzo La Rocca, et al. Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production—part one [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2-3): 380-387
- [32] Celidonio Dispenza, Giorgio Dispenza, Vincenzo La Rocca, et al. Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production—part two [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2-3): 388-399
- [33] Jan Szargut, Ireneusz Szczygiel. Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas(LNG) for the production of electricity[J]. Energy, 2009, 34(7): 827-837
- [34] Xiaojun Shi, Defu Che. A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(3): 567-575
- [35] 曹德胜, 史琳. 制冷剂使用手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2004

- [36] 郑浩, 汤珂, 金滔等. 有机朗肯循环工质研究进展[J]. 能源工程, 2008, (4):5-11
- [37] 顾伟, 翁一武, 王艳杰等. 低温热能有机物发电系统热力分析[J]. 太阳能学报, 2008, 29(5):608-612
- [38] 贺红明. 利用 LNG 物理焓的朗肯循环研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007
- [39] Hung T C, Shai T Y, Wang S K. Review A of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat[J]. Energy, 1997, 22(7):661-667
- [40] Bahaa Salehl, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles[J]. Energy, 2007, 32(7):1210-1221
- [41] Liu Bo tau, Chien Kuo hsiang, Wang Chi chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. Energy, 2004, 29(8):197-205
- [42] Hung T C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management, 2001, (42): 539-553
- [43] Pedro J Mago, Louay M Chamma, Kalyan Srinivasan, et al. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(8-9):998-1007
- [44] Maizza V, Maizza A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(3):381-390
- [45] Zhaolin Gu, Haruki Sato. Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation[J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42(12): 1409-1416
- [46] Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, Wladyslaw Nowak. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle[J]. Energy, 2007, 32(4):344-352
- [47] Gianfranco Angelino, Piero Colonna Di Paliano. Multicomponent working fluids for organic rankine cycles (ORCs)[J]. Energy, 1998, 23(6):449-463
- [48] Bertrand Fankam Tchanche, George Papadakis, Gregory Lambrinos, et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11-12):2468-2476
- [49] Maizza V, Maizza A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(7):579-590
- [50] Wang X D, Zhao L. Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation[J]. Solar Energy, 2009, 83(5):605-613
- [51] Agustín Manuel Delgado-Torres, Lourdes García-Rodríguez. Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic Rankine cycle[J]. Desalination, 2007, 216(1-3):276-291
- [52] Dai Y P, et al. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC). Energy Convers Manage (2008), doi: 10.1016/j. enconman. 2008. 10.018
- [53] Ulli Drescher, Dieter Bruggemann. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1):223-228
- [54] Hettiarachchia H D Madhawa, Mihajlo Golubovica, William M Worek, et al. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. Energy, 2007, 32(9):1698-1706
- [55] 周杰, 辛明道. 流动沸腾中 Chen 模型抑制因子的确定[J]. 重庆大学学报, 2001, 24(6):88-91
- [56] 韩晓霞. R290 与 R404A 内螺纹管中沸腾换热研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2004
- [57] 王微涓. R22 及其替代工质水平光管内沸腾换热系数的神经网络关联模型[D]. 上海: 上海交通大学, 2005
- [58] 黄蓉. 环形管内沸腾传热与临界热流密度研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2002
- [59] Lee H S, Yoon J I, Kim J D, et al. Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70mm smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(12):2351-2359
- [60] Aprea C, Greco A, Rosato A. Comparison of R407C and R417A heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling in a horizontal smooth tube[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(6): 1629-1636

- [61] Hu Haitao, Ding Guoliang, Wei Wenjian, et al. Heat transfer characteristics of R410A-oil mixture flow boiling inside a 7mm straight smooth tube [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 32(3):857-869
- [62] Kuo Chengshu, Wang Chichuan. Horizontal flow boiling of R22 and R407C in a 9.52mm micro-fin tube[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1996, 16(8-9):719-731
- [63] Boissieux X, Heikal M R, Johns R A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2000, 23(4):269-283
- [64] Boissieux X, Heikal M R, Johns R A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2000, 23(5): 345-352
- [65] Belghzi M, Bontemps A, Signe J C, et al. Condensation heat transfer of pure and binary mixture outside a bundle of smooth horizontal tubes. Comparison of experimental results and a classical model[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(8):841-855
- [66] Cavallini A, Censi G, Col D Del, et al. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(1):73-87
- [67] Wei Donghong, Lu Xuesheng, Lu Zhen, et al. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery[J]. *Energy Conversion and Management*, 2007, 48(4):1113-1119
- [68] Moore F P, Martin L L. A nonlinear nonconvex minimum total heat transfer area formulation for ocean thermal energy conversion (OTEC) systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(8-9):1015-1021
- [69] Wu C, Burke T J. Interlligent computer aided optimization on specific power of an OTEC Rankine power plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1998, 18(5):295-300
- [70] Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, Wladyslaw Nowak. Maximizing the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(11-12): 2074-2078
- [71] Joan Carles Bruno, Jesús López-Villada, Eduardo Letelier, et al. Modelling and optimisation of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(17-18): 2212-2226
- [72] Wang J, et al. Parametric optimization design for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle using genetic algorithm and artificial neural network [J]. *Appl Energy* (2009), doi:10.1016/j.apenergy.2009.07.017
- [73] Cayer E, et al. Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source. *Appl Energy* (2009), doi: 10.1016/j.apenergy.2009.08.031
- [74] Franco A, Villani M. Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields. *Geothermics* (2009), doi:10.1016/j.geothermics.2009.08.001
- [75] Curzon F L, Ahlborn B. Efficiency of carnot engine at maximum power output[J]. *Am J Phy*, 1975, 43(1):22-24
- [76] Szargut J. International progress in second law analysis[J]. *Energy*, 1980, (5)8-9:709-718
- [77] Reistad G M, Fabrycky W J. Available-energy costing, thermodynamics: second law analysis[J]. *ACS Symposium Series*, 1980, 122:143-159
- [78] Steco S S, Manfrida G. The exergy and capital cost factors: a new approach to energy conversion economics, second law analysis of thermal systems[M]. New York :ASME, 1987
- [79] Gaggioli R A, Wepfer W J. Exergy economics[J]. *Energy*, 1980, 5(8-9):823-837
- [80] Bohem R F. Design analysis of thermal systems[M]. New York: J Wiley, 1987
- [81] 王辉涛, 王华. 吸收式换热器性能的影响因素[J]. *重庆建筑大学学报*, 2008, 30(1): 114-118
- [82] Henry Shih, Teresa Shih. Utilization of waste heat in the desalination process[J]. *Desalination*, 2007, 204(1-3):464-470

- [83] Xiaolin Wang, Kim Choon Ng. Experimental investigation of an adsorption desalination plant using low-temperature waste heat[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(17-18):2780-2789
- [84] 林. 尤. 怀特. 锅炉手册[M]. 北京: 科学出版社, 2001
- [85] 李永华, 应静良, 怀特. 电站锅炉空气预热器[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002
- [86] 常连生. 电除尘器中影响烟气露点的因素[J]. 环境工程, 1988, 16(2):72-74
- [87] 王辉涛, 王华, 黄晓艳. 低温余热驱动的低沸点工质超临界动力循环[J]. 武汉理工大学学报, 2009, 31(14): 32-35
- [88] 黄晓艳, 王华, 王辉涛. 超临界有机朗肯循环低温余热发电系统的分析[J]. 工业加热, 2009, 38(3): 22-24
- [89] 丁国良, 张春路, 赵力. 制冷空调新工质热物理性质的计算方式与实用图表[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003
- [90] 叶林顺, 汤心虎, 金腊华. 冰箱 CFCs 及其替代物的温室效应和能耗温室效应比较[J]. 制冷, 2002, 21(2):39-40
- [91] Steven K Fischer. Total equivalent warming impact: a measure of the global warming impact of CFC alternative in refrigerating equipment[J]. Rev Int Froid, 1993, 116(6):423-428
- [92] Tillner-Roth R, Baehr H D. An international standard formulation of the thermodynamic properties of 1, 1, 1, 2-tetrafluoroethane (HFC-134a) covering temperatures from 170K to 455K at pressure up to 70MPa[J]. J Phys Chem Ref Data, 1994, (23):657-729
- [93] Outcalt S L, McLinden M O. A modified benedict-webb-robin equation of state for the thermodynamic properties of R152a(1, 1-difluoroethane)[J]. J Phys Chem Ref Data, 1996, (25): 1263-1272
- [94] Defibaugh D R, Moldover M R. Compressed and saturated liquid densities for 18 halogenated organic compounds[J]. J Chem Eng Data, 1997, 42(1):160-168
- [95] Younglove B A, Ely J F. Thermophysical properties of fluids .II. methane, ethane, propane, isobutane and normal butane[J]. J Phys Chem Ref Data, 1987, (16):577-798
- [96] Yukishig, Maezawa, Haruki Sato, Koichi Watanabe. Liquid density and vapor pressure of 1-chloro-1, 1-difluoroethane (HCFC142b)[J]. J Chem Eng Data, 1991, (36):148-150
- [97] Tomohiro Sotani, Hironobu Kubota. Vapor pressures and PVT properties of 1, 1, 1, 3, 5-pentafluoropropane HFC-245fa[J]. Fluid Phase Equilibria, 1999, 161(2):325-335
- [98] Laesecke A, Defibaugh D R. Viscosity of 1,1,1,2,3, 5-hexafluoropropane and 1, 1,1,3,3, 5-hexafluoropropane at saturated-liquid conditions from 262K to 353K[J]. J Chem Eng Data, 1996, 41(1): 59-61
- [99] Barley M H, Morrison J D. Vapor-liquid equilibrium data for some binaries mixtures of new refrigerants[J]. Fluid Phase Equilibrium, 1997, 140(1-2):185-206
- [100] MIKA M A. Correlation of liquid densities of some halogenated organic compounds[J]. Fluid Phase Equilibria, 1997, 141(1-2):1-14
- [101] 丁国良. 德国制冷装置 CFCs 替代方案与 TEWI[J]. 制冷学报, 1997, (4):57-60
- [102] Brown J S. Predicting performance of refrigerants using the Peng-Robinson equation of state [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(8):1319-1328
- [103] 苏长荪, 谭连城, 刘桂玉. 高等工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987
- [104] Outcalt S L, McLinden M O. Equations of state for the thermodynamic properties of R32 (difluoromethane) and R125 (pentafluoroethane) [J]. Int J T hermophysics, 1995, 16 :79 -89
- [105] Scalabrin G Marchi, Benedetto P, et al. Determination of a vapour phase Helmholtz equation for 1, 1, 1-trifluoroethane (HFC-143a) from speed of sound measurements [J]. Journal of Chemical Thermodynamics, 2002, 34(10):1601-1619
- [106] Defibaugh D R, et al. Compressed and saturated liquid densities for 18 halogenated organic compounds[J]. J Chem Eng Data, 1997, 42 (1):160-168
- [107] 童景山. 流体热物性学-基本理论与计算[M]. 北京: 中国石化出版社, 2008



- [108] Reid R C, Prausnitz J M, Doeschner R N, et al. The Properties of Gases and Liquids[M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1987
- [109] 梁法春, 王栋, 林宗虎. 超临界区水的拟临界温度的确定[J]. 动力工程, 2004, 24(6):869-892
- [110] 唐煥文. 实用数学规划导论[M]. 大连: 大连工学院出版社, 1986
- [111] 王辉涛, 刘宪英, 孙纯武等. 三门三温风冷无霜电冰箱 CFC-12 替代物的实验研究[J]. 暖通空调, 1995, 25(5):29-33
- [112] 童均耕, 吴孟余. 高等工程热力学[M]. 北京: 科学出版社, 2006
- [113] 韩旭里. 数值分析[M]. 长沙: 中南大学出版社, 2003
- [114] 陈宝林. 最优化理论与算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [115] 王辉涛, 王华. 混合制冷工质临界参数的最优化算法[J]. 重庆大学学报, 2009, 32(5): 0589-0592
- [116] Chai Kao C P, Paulaitis M E. Reports of the Center for Molecular and Engineering Thermodynamics. Department of Chemical Engineering, University of Delaware, Newark, DE, 19716(1989-1991)
- [117] Sergio E Quiñones-Cisneros, Claus K Zeberg-Mikkelsen, Erling H Stenby. One parameter friction theory models for viscosity[J]. Fluid Phase Equilibria, 2001, 178(1-2):1-16
- [118] Leland T W, Chappellear P S. The corresponding states principle Ind End. Chem., 1968, 60:15-43
- [119] Hanley H J, Mcarty R D. Equations for the viscosity and thermal conductivity coefficients of methane[J]. Cryogenics, 1975:415-418
- [120] 朱刚, 顾安忠, 王向阳. 统一黏度模型预测天然气黏度[J]. 石油与天然气化工, 2000, 20(3):107-109
- [121] 朱自强. 超临界流体技术——原理和应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000
- [122] 林宗虎. 气液两相流和沸腾传热[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2003
- [123] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006
- [124] Dittus F W, Boelter L M K. Publications in Engineering[M]. CA, USA: University of California, Berkeley, 1930
- [125] Gnielinski V. New equations for heat mass transfer in turbulent pipe and channel flows[J]. Int Chem. Eng., 1976, 16:359-368
- [126] Thom J R S. Paper presented at the symposium on boiling heat transfer in steam generating units and heat exchangers, manchester, 1965
- [127] 陈听宽. 两相流与传热研究[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2004
- [128] 徐济望. 沸腾传热和气液两相流[M]. 北京: 原子能出版社, 2001
- [129] 鲁钟琪. 两相流与沸腾传热[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002
- [130] Gungor K E, Winterton R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1986, 29(3):351-358
- [131] Gungor K E, Winterton R H S. Simplified general correlation for saturation flow boiling and comparisons with data[J]. Chem Eng Res Des, 1987, 65: 48-56
- [132] Jung D, Radermacher R. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1989, 32(9):1751-1764
- [133] Liu Z, Winterton R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1991, 34(11):2759-2765
- [134] Shah M M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study[J]. Ashre Trans, 1982, 88(1):185-196
- [135] Gary J Zyhowski, Mark W Spatz. HFC-245fa 性质及应用综述[J]. 家电科技, 2003, (8):59-61
- [136] 李维特, 黄保海. 汽轮机变工况热力计算[M]. 北京: 中国电力出版社, 2001
- [137] Evans F L Jr. Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plant[M]. Texas: Gulf Co., 1971
- [138] 靳明聪等. 换热器[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1990
- [139] Schmidt T E. Heat transfer calculations for extended surface[J]. Refrigeration Engineering, 1949, 49:351-357
- [140] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal Design and Optimization [M]. New York: Wiley, 1996

- [141] Bejan A, David L Siems. The need for exergy analysis and thermodynamic optimization in aircraft development[J].Energy, 2001, 1(1):14-24
- [142] El-Sayed Y M. Application of exergy to design [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(9-12):1165-1185
- [143] Franco A, Russo A. Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters [J]. Int J Thermal Sci, 2002, 41(9):843-859
- [144] Casarosa C, Donatini F, Franco A. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants [J]. Energy, 2004, 29(3):389-414
- [145] Manninen J, Zhu X X. Thermodynamic analysis and mathematical optimisation of power plants [J]. Comput Chem Eng, 1998, 22(1):537-544
- [146] Alessandro Franco, Nicola Giannini. A general method for the optimum design of heat recovery steam generators [J]. Energy, 2006, 31(15):3342-3361
- [147] Baker J E. Adaptive selection methods for genetic algorithms. Proc ICGA 1, 1985, 101-111
- [148] Branlette M F. Initialization, mutation and selection methods in genetic algorithms for function optimization.Proc ICGA 4, 1991.100-107
- [149] Back T, Hoffmeister F, Schwefel H P. Survey of evolution strategies. Proc ICGA 4, 1991, 2-10
- [150] 雷英杰, 张善文, 李继武等. MATLAB 遗传算法工具箱及应用[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2005
- [151] 林宗虎, 汪军, 李瑞阳等. 强化传热技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007
- [152] Casarosa C, Franco A. Thermodynamic optimization of the operative parameters for the heat recovery in combined plants[J].International Journal of Applied Thermodynamics, 2001, 4(1):43-52
- [153] Naughten B. Economic assessment of combined cycle gas turbines in Australia, some effects of microeconomic reform and technological change[J].Energy Policy, 2003, 31(3):225-245
- [154] Peters M S, Timmerhaus K D. Plant Design and Economics for Chemical Engineers[M]. New York: McGraw-Hill, 1991
- [155] LEE K M, KUO S F, CHEN M L, et al. Parameters analysis on organic Rankine cycle energy recovery system[J].Energy Convers Mgmt, 1988, 28(2):129-136
- [156] 戴伟娣, 李翔宇. 中国生物质领域 CDM 项目现状及发展趋势[J]. 生物质化学工程, 2007, 41(5): 57-61
- [157] 刘贞先, 伊晓路, 孙立等. 中国生物质废弃物利用现状分析[J]. 环境科学与管理, 2007, 32(2):106
- [158] Liu H, Jiang G M, Zhuang H Y, Wang K J. Distribution, utilization structure and potential of biomass resources in rural China: with special references of crop residues [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008, 12(5) : 1402-1418
- [159] Jiang M M, Chen B, Zhou J B, et al. Energy account for biomass resource exploitation by agriculture in China [J]. Energy Policy, 2007, 35(9): 4704-4719
- [160] Wolf P W. Temperature Difference Resource[M].New York: Oxford University Press, 1978
- [161] Claude G. Power from the tropical seas[J].Mechanical Engineering, 1930, 52(12): 1039-1044
- [162] Avery W H, Wu C. Renewale Energy from the Ocean[M].New York:Oxford University Press, 1994
- [163] Nihous G C, Syed M A.A financing strategy for small OTEC plants [J]. Energy Conversion & Management, 1997, 38(3): 201-211
- [164] Department of International Economy and Social Affairs. A Guide to Ocean Thermal Energy Conversion for Developing Countries[R].New York:United Nations, 1984:1-85
- [165] 陈墨香. 新编中国温泉图及其简要说明[J]. 地质科学, 1991, 2(1): 12-20
- [166] Kenneth H, Williamson Richard P.Geothermal power technology[J]. Proceedings of the IEEE, 2001, 89 (12): 1783-1792
- [167] Iacopo Vaja, Agostino Gamarotta. Internal combustion engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs) [J]. Energy, 2010, 35(2): 1084-1093

- [168] 罗运俊, 何梓年, 王长贵. 太阳能利用技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005
- [169] 王如竹, 代彦军. 太阳能制冷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007
- [170] Mills D. Advances in solar thermal electricity technology [J]. Solar Energy, 2004, 76(1-3): 19-31
- [171] 张国强, 蔡睿贤. 串联闭链式循环系统的改进[J]. 动力工程, 2006, 26(2): 283-288
- [172] Fiorenza G, Sharma V K, Braccio G. Techno-economic evaluation of a solar powered water desalination plant[J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44: 2217-2240
- [173] Manolakis D, Papadakis G, Essam Sh Mohamed, et al. Design of an autonomous low- temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination[J]. Desalination, 2005, 183(1-3): 73-80
- [174] 刘宏, 王继扬. 半导体热电材料研究进展[J]. 功能材料, 200, 31(2): 116-118
- [175] Nag P, Gupta A V S S K S. Exergy analysis of the Kalina cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 18 (6): 427-439
- [176] Kalina A I. Combined cycle system with novel bottoming cycle[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1984, 106: 734-742
- [177] Ibrahim O M, Klein S A. Absorption power cycles[J]. Energy, 1996, 21 (1): 21-27
- [178] Jonnson M, Yan J. Ammonia - water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers[J]. Energy, 2001, 26: 31-44
- [179] Walker G. Stirling Engines[M]. Oxford: Calredon Press, 1981
- [180] Rix D H. Some aspects of the outline design specification of a 0.5 kW stirling engine for domestic scaleco-generation. J Power Energy, IMechE, 1996, 210: 25-33